

Rami Heikkinen

Simulointimalli aksiaalisen turbokompressorin monitorointiin

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Kemiantekniikka

Insinöörityö

8.5.2016

ESIPUHE

Haluan osoittaa kiitokseni kaikille niille ihmisille, jotka auttoivat minua insinöörityöni tekemisessä. Kiitos Ammattikorkeakoulu Metropolialle laadukkaasta opetuksesta sekä lehtori Timo Seuraselle työssä saamastani tuesta ja kommentteista.

Erityisesti haluan kiittää ohjaajaani Esa Tammista. Ilman Esan antamaa tukea, ohjausta, asiantuntemusta ja kannustusta en olisi saanut työtäni tällaisena päätökseen. Oli etuoikeus saada tehdä tämä työ Esan kanssa.

Porvoossa 8.5.2016

Rami Heikkinen

<p>Tekijä Otsikko</p> <p>Sivumäärä Aika</p>	<p>Rami Heikkinen Simulointimalli aksiaalisen turbokompressorin monitorointiin</p> <p>51 sivua + 4 liitettä 8.5.2016</p>
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Kemiantekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	
Ohjaajat	Diplomi-insinööri Esa Tamminen Lehtori Timo Seuranen
<p>Insinööritöiden tavoitteena oli luoda menetelmä aksiaalisen turbokompressorin monitorointiin, jolla kompressorin likaantumisen tai muusta toiminnallisesta syystä johtuva suorituskyvyn alentuminen voidaan mitata. Työ tehtiin Nesteen Porvoon jalostamon tuotantolinjalla kahdelle, jossa työn kohteena oleva ilmakompressorin sijaitsee osana leijukatalyyttistä krakausyksikköä.</p> <p>Työssä käsiteltiin kaasun komprimoinnin termodynamiikkaa, sekä aksiaalikompressorin rakennetta ja toimintaa osana prosessia. Työn soveltavassa osuudessa keskityttiin ominaiskäyrän simulointimallin kehittämiseen kohdekompressorin tunnettuihin ominaiskäyriin perustuen. Simulointimallin tuli tuottaa kompressorin toimintaympäristön prosessimittausten perusteella virheettömästi toimivan laitteen ominaiskäyrä, johon kompressorin reaaliaikaisista ja prosessimittausten perusteella laskettua suorituskkyä voidaan verrata. Kehitettyä simulointimallia sovellettiin kohdekompressorin käyttöhistoriassa tallennettuun prosessimittausdataan normaalin suorituskkyypöikkeaman tason määrittämiseksi.</p> <p>Työn tuloksena syntynyt monitorointi parantaa mahdollisuutta havaita kohdekompressorin epänormaali toiminta, joka yhdessä muun kunnonvalvonnan kanssa tuottaa tärkeää informaatiota kunnossapidolle ja tuotantolinjan käyttöorganisaatiolle.</p>	
Avainsanat	Aksiaalikompressorin, ominaiskäyrä, toimintapiste

Author(s) Title	Rami Heikkinen Simulation Model for an Axial Turbo Compressor Monitoring
Number of Pages Date	51 pages + 4 appendices 8 May 2016
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Chemical Engineering
Specialisation option	
Instructors	Esa Tamminen, M.Sc. (Tech) Timo Seuranen, Senior Lecturer
<p>The objective of this Bachelor's thesis was to develop a method for an axial turbo compressor monitoring. Monitoring enables the measurement of the reduced performance of the compressor caused by fouling or other functional causes. The thesis was commissioned by Neste Porvoo refinery's production line two, where the target air compressor is located as part of the fluid catalytic cracking unit.</p> <p>The thesis discusses the thermodynamics of gas compression together with a mechanical construction of an axial compressor and its operation as a component of the process unit. In addition, the focus was to develop a simulation model based on well-known performance curves of the target compressor. The simulation model generates a performance curve for a compressor in flawless operation on the grounds of operational environment process measurements. This performance curve is then compared to the actual operating performance of the compressor. The completed simulation model was applied to the target compressor's operation history data to determine the deviation level of the normal performance.</p> <p>Thus, the monitoring system produced by this thesis improves the possibility to detect the compressor's abnormal operation, which in conjunction with other condition monitoring produces significant information for the maintenance and operation department of the production line.</p>	
Keywords	Axial compressor, performance curve, operating point

Sisällys

Lyhenteet ja symbolit

1	Johdanto	1
2	Kaasun komprimoinnin termodynamiikka	2
2.1	Kaasun tilanmuutos	2
2.2	Reaali kaasujen ominaisuudet komprimoinnissa	5
2.2.1	Kompressibiliteettitekijä Z	5
2.2.2	AdiabaattiekspONENTTI κ	7
2.2.3	Kaasuseoksen moolimassa M	8
3	Systeemi käyrä	10
4	Aksiaalinen turbokompressor	13
4.1	Aksiaalisen turbokompressorin rakenne	14
4.2	Aksiaalisen turbokompressorin toimintaperiaate	15
4.3	Kompressorin ominaiskäyrä	17
4.3.1	Koordinaatisto	18
4.3.2	Ominaiskäyrä	18
4.3.3	Vakiohyötysuhteen käyrät	19
4.4	Toimintapiste	19
4.5	Tuoton säätö	20
4.5.1	Tuoton säätäminen ominaiskäyrään vaikuttamalla	20
4.5.2	Tuoton säätäminen systeemi käyrään vaikuttamalla	22
4.6	Likaantumisen vaikutus ominaiskäyrään	22
5	Kohdeprosessin kuvaus	23
5.1	FCC-yksikön reaktori-regeneraattorisysteemin prosessikuvaus	23
5.2	Turbokompressorin GB-2401 toimintaympäristö	25
5.3	Kompressorin GB-2401 toimintaympäristön mittaukset	26
5.4	Kompressorin GB-2401 tuottomittauksen kompensointi	28
6	Kompressorin GB-2401 monitorointimallin kehittäminen	30

6.1	Perusteet monitorointimallin luomiselle	30
6.2	Ominaiskäyrästä matemaattinen mallintaminen	31
6.3	Toimintapisteen laskeminen	37
6.3.1	Kostean ilman moolimassa	38
6.3.2	Kompressorin GB-2401 tuoton korjaaminen ja yksikkömuunnos	38
6.3.3	Nostokorkeuden laskeminen	39
6.4	Toimintapiste ja ominaiskäyrä VH-koordinaatistossa	39
7	Mallin soveltaminen monitorointiin	40
7.1	Testidatan valinta	40
7.2	Laskentatulosten käsittely	40
8	Tulosten esittely ja analysointi	44
9	Johtopäätökset	49
	Lähteet	52
	Liitteet	
	Liite 1. Kompressorin GB-2401 datalehti ja ominaiskäyrästä	
	Liite 2. Annettujen ominaiskäyrien mittaustulokset	
	Liite 3. Sovitusfunktion sovitusparametrien arvot	
	Liite 4. Sovitusparametrifunktion vakiotermien arvot	

Lyhenteet ja symbolit

FCC Leijukatalyyttinen krakkaus

GB Porvoon jalostamolla käytetty laitetunnus kompressorille

NTP Normaaliolosuhteet

<i>Symboli</i>	<i>Kuvaus</i>	<i>Yksikkö</i>
<i>A</i>	<i>pinta-ala</i>	<i>[m²]</i>
<i>C</i>	<i>absoluuttinen nopeus</i>	<i>[m/s]</i>
<i>c_p</i>	<i>isobaarinen ominaislämpökapasiteetti</i>	<i>[J/(K*kg)]</i>
<i>c_v</i>	<i>isokoorinen ominaislämpökapasiteetti</i>	<i>[J/(K*kg)]</i>
<i>d</i>	<i>putken sisähalkaisija</i>	<i>[m]</i>
<i>E</i>	<i>työ</i>	<i>[J]</i>
<i>F</i>	<i>massavirtaus</i>	<i>[t/h]</i>
<i>g</i>	<i>putoamiskiihtyvyys</i>	<i>[m/s²]</i>
<i>H</i>	<i>nostokorkeus</i>	<i>[J/kg]</i>
<i>H_D</i>	<i>mitoituspisteen nostokorkeus</i>	<i>[J/kg]</i>
<i>H_{ST}</i>	<i>staattinen nostokorkeus</i>	<i>[J/kg]</i>
<i>H_{DYN}</i>	<i>dynaaminen nostokorkeus</i>	<i>[J/kg]</i>
<i>h</i>	<i>korkeus (nollatasosta)</i>	<i>[m]</i>
<i>L</i>	<i>putken pituus</i>	<i>[m]</i>
<i>M</i>	<i>moolimassa</i>	<i>[g/mol]</i>
<i>m</i>	<i>massa</i>	<i>[kg]</i>
<i>N</i>	<i>pyörimisnopeus</i>	<i>[1/min]</i>
<i>N_D</i>	<i>mitoituspisteen pyörimisnopeus</i>	<i>[1/min]</i>
<i>n</i>	<i>ainemäärä</i>	<i>[mol]</i>
<i>n_{POL}</i>	<i>polytrooppieksponentti</i>	<i>[-]</i>
<i>p</i>	<i>paine</i>	<i>[Pa]</i>
<i>p_v</i>	<i>vesihöyryn osapaine</i>	<i>[Pa]</i>
<i>p_{vs}</i>	<i>vesihöyryn kyllästyspaine</i>	<i>[Pa]</i>
<i>R</i>	<i>kaasuvakio</i>	<i>[J/(mol*K)]</i>
<i>R_S</i>	<i>staattorin asento</i>	<i>[°]</i>
<i>R_M</i>	<i>staattorin asentomittaus</i>	<i>[%]</i>

T	<i>lämpötila</i>	$[K]$
U	<i>siiven nopeus</i>	$[m/s]$
V	<i>tilavuusvirtaus</i>	$[m^3/s]$
V_D	<i>mitoituspisteen tilavuusvirtaus</i>	$[m^3/s]$
V_V	<i>tilavuus</i>	$[m^3]$
v	<i>nopeus</i>	$[m/s]$
W	<i>suhteellinen nopeus</i>	$[m/s]$
Z	<i>kompressibiliteetti</i>	$[-]$
α	<i>absoluuttisen nopeusvektorin kulma</i>	$[^\circ]$
α_v	<i>virtauskerroin</i>	$[-]$
β	<i>suhteellisen nopeusvektorin kulma</i>	$[^\circ]$
κ	<i>adiabaattiekspONENTTI</i>	$[-]$
η	<i>polytrooppinen hyötysuhde</i>	$[-]$
φ	<i>suhteellinen kosteus</i>	$[\%]$
ξ	<i>putkisysteemin paikallisvastus</i>	$[-]$
ρ	<i>tiheys</i>	$[kg/m^3]$
λ	<i>kitkakerroin</i>	$[-]$
ε	<i>paisuntakerroin</i>	$[-]$

1 Johdanto

Tämä opinnäytetyö on tehty Neste Oy:n Porvoon jalostamon tuotantolinja kahden FCC-yksikköön kuuluvasta ilmakompressorista GB-2401. Kompressorin tuottaa FCC-yksikön häiriöttömän toiminnan kannalta elintärkeän ilmavirtauksen yksikköön kuuluvaan regeneraattoriin, jossa yksikön reaktoriosassa katalyyttiin muodostunut koksi poltetaan katalyytin aktiivisuuden palauttamiseksi. Työn kohteena olevalle kompressorille ei ole korvaavaa laitetta, joten kompressorin GB-2401 vikaantuminen johtaa FCC-yksikön ylimääräiseen pysäyttämiseen, jolla on merkittäviä tuotannollisia ja taloudellisia vaikutuksia. Tämän työn tavoitteena ei kuitenkaan ole kompressorin GB-2401 vikaantumisen estäminen. Sen sijaan työn tavoitteena on luoda menetelmä, jolla vikaantumista voidaan mitata. Vaikka vikaantumista itsessään ei aina voida estää, voitaisiin sitä mittaamalla varautua lähestyvään huoltopysäytykseen. Ennakoidun, aikataulutetun ja suunnitellun huollon kustannussäästö suunnittelemaan pysäytykseen verrattuna on peruste työn tekemiselle.

Työn lähtökohtana on saada luotua malli, joka osoittaa virheettömästi toimivan kompressorin suorituskvyn. Vertaamalla kompressorin reaaliaikaista suorituskvyyä malliin voidaan alentunut suorituskvyy mitata. Koska mikään laite maailmassa ei vikaantuessaan toimi virheetöntä laitetta tehokkaammin, linkitty suorituskvyn mittaaminen vikaantumisen mittaamiseen.

Työn kirjallisessa osassa käsitellään kaasun tilanmuutoksen termodynamiikkaa, sekä kaasun aineominaisuuksien vaikutusta tilanmuutokseen. Näiden lisäksi työssä käsitellään aksiaalisen turbokompressorin toimintaperiaatetta ja toimintaympäristöä sekä kompressorin säädettävyyttä osana jatkuvassa muutostilassa olevaa prosessia. Työssä on käytetty lähdemateriaalina alan ammattikirjallisuutta sekä öljynjalostusprosesseja käsitteleviä julkaisuja.

2 Kaasun komprimoinnin termodynamiikka

2.1 Kaasun tilanmuutos

Kineettinen kaasuteoria selittää kaasujen ominaisuuksia fysiikan lainalaisuuksilla. Kineettisen kaasuteorian perusoletukset ovat seuraavat: [1, s. 36.]

- 1) Kaasu koostuu suuresta määrästä pistemäisiä hiukkasia, jotka ovat etäällä toisistaan.
- 2) Newtonin I lain mukaisesti hiukkaset jatkavat suoraviivaista liikettä, ellei niihin kohdistu ulkoisia voimia.
- 3) Hiukkaset törmäävät toisiinsa ja astian seinämiin verraten harvoin. Hiukkasilla ei ole törmäysten välillä vuorovaikutusta toisiinsa eikä astian seinämiin.
- 4) Kaikki törmäykset hiukkasten kesken sekä hiukkasten ja astiaseinämien välillä ovat täysin kimmoisia, ja hiukkasten kineettinen energia säilyy törmäyksessä.
- 5) Hiukkasten liike on satunnaista.
- 6) Hiukkasten kineettinen liike-energia riippuu ainoastaan absoluuttisesta lämpötilasta ja on siihen suoraan verrannollinen.

Kineettisen kaasuteorian perusolettamuksien perusteella voidaan johtaa kaasujen yleinen tilanyhtälö eli ideaalikaasulaki [1, s. 31–33]:

$$pV_V = nRT \quad (1)$$

Ideaalikaasulaki on voimassa kaikissa kaasun tilanmuutoksissa, joissa kaasun paine p , tilavuus V_V ja lämpötila T muuttuu kahden tilan välillä [2, s. 220]. Komprimoinnissa kaasun painetta nostetaan puristamalla kaasu pienempään tilaan, jolloin alku- ja lopputilan välinen tilanmuutos noudattaa seuraavaa yhtälöä [3, s. 69].

$$pV_V^{n_{POL}} = \text{vakio} \quad (2)$$

Komprimoinnille voidaan määrittää kaksi erikoistapausta, joiden välillä todellinen eli polytrooppinen tilanmuutos tapahtuu. Isotermisessä puristuksessa kaikki muodostuva lämpö johdetaan ympäristöön, jolloin kaasun lämpötila pysyy alku- ja lopputilan välillä vakiona. Isotermisessä puristuksessa yhtälön 1 polytrooppiekspONENTIN n arvo on yksi ja

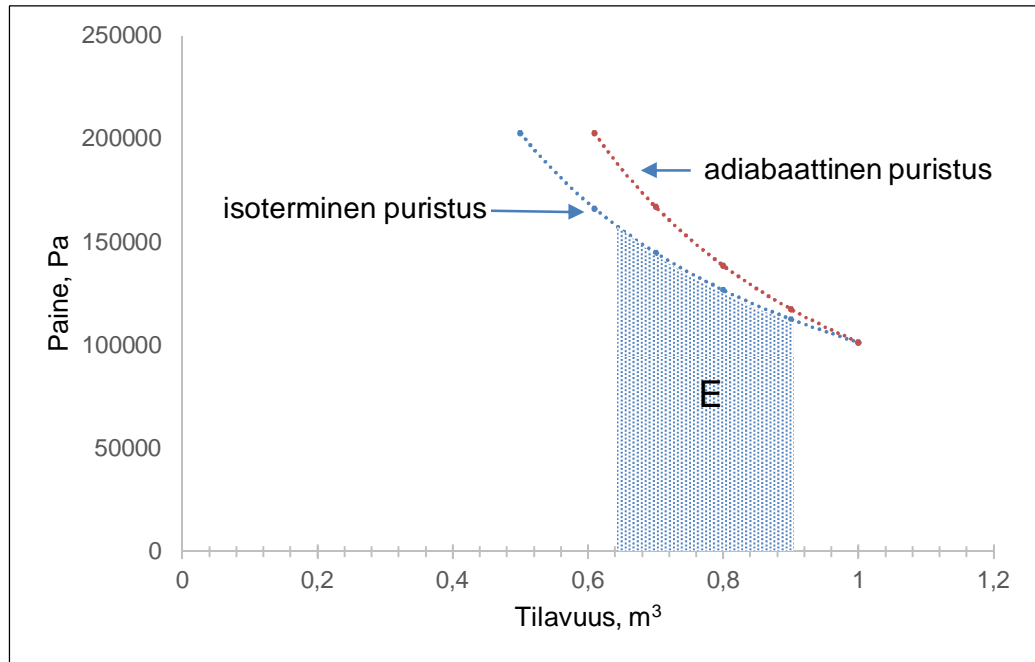
paineen muutos on kääntäen varannollinen tilavuuden muutokseen, jolloin yhtälö 1 voidaan esittää muodossa: [3, s. 69.]

$$pV_V = \text{vakio} \quad (3)$$

Toinen erikoistapaus on adiabaattinen eli isentrooppinen puristus, jossa systeemi on täydellisesti lämpöeristetty eikä kaasun ja ympäristön välillä tapahdu lämmön siirtymistä, jolloin tilanmuutoksessa muodostuva lämpö kuluu kaasun lämpötilan nostamiseen. Adiabaattisessa puristuksessa yhtälön 1 eksponentti on adiabaattivakio κ , joka on kaasun isobaarisen ominaislämpökapasiteetin C_p ja isokoorisen ominaislämpökapasiteetin C_v suhde. Näin ollen adiabaattinen tilanmuutos voidaan esittää seuraavasti: [3, s. 69.]

$$pV_V^\kappa = pV_V^{\frac{c_p}{c_v}} = \text{vakio} \quad (4)$$

Tarkastellaan isotermistä ja adiabaattista tilanmuutosta teoreettisella järjestelyllä, jossa 1 m³:n astiassa normaalissa ilmanpaineessa oleva ilma puristetaan kitkattomasti kaksinkertaiseen paineeseen lähtöpaineeseen nähden edellä mainittujen lainalaisuuksien mukaisesti. Tilanmuutoksia kuvaavat puristuskäyrät isotermiselle ja adiabaattiselle puristukselle on esitetty kuvan 1 tilavuus-paine-koordinaatistossa.



Kuva 1. Isoterminen ja adiabaattinen puristus.

Isotermisessä puristuksessa kaikki muodostuva lämpö johdetaan systeemin ulkopuolelle, jolloin paine kehittyy alemman käyrän mukaisesti. Adiabaattista puristusta esittävä ylempi käyrä on muodoltaan jyrkempi, koska osa puristukseen käytettävästä työstä kuluu kaasun lämpötilan kasvattamiseen. Tilanmuutoksen eteen tehty työ E on puristuskäyrän ja tilavuusakselin välinen pinta-ala, joten isoterminen puristus on edullisin, koska vakiona pysyvän lämpötilan vuoksi kaasulle tehtävän työn määrä on pienin. Käytännössä tämä ei ole mahdollista, koska lämmön siirtyminen kaasusta ympäristöön ei ole koskaan tarpeeksi nopeaa. Käytännössä vain pieni osa nopeassa puristuksessa muodostuvasta lämmöstä saadaan siirrettyä ympäristöön, ja todellinen puristus noudattaa lähes adiabaattisen tilanmuutoksen yhtälöä. [2, s. 222; 3, s. 70; 4, s. 206.]

Ideaalikaasun kitkattomalle ja häviöttömälle adiabaattiselle puristukselle voidaan johtaa yhtälö 5, jonka avulla kaasuun kohdistettavan energian määrä (jatkossa nostokorkeus) massayksikköä kohden voidaan laskea, kun lämpötilassa T_1 olevan kaasun paine nostetaan arvosta p_1 arvoon p_2 [4, s. 206-208].

$$H = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{RT_1}{M} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (5)$$

Ideaalikaasun adiabaattisessa puristuksessa paineesta 1 paineeseen 2 tapahtuu lämpötilan muutos arvosta T_1 arvoon T_2 yhtälön 6 mukaisesti [4, s. 207].

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (6)$$

Kaasun puristaminen ei ole kuitenkaan täysin häviötöntä, vaan osa teoreettisesta työstä menetetään kitkalämmöksi. Polytrooppinen hyötysuhde kuvaa kaasun paineen kasvattamiseen tarvittavan pienimmän mahdollisen polytrooppisen työn ja käytetyn työn suhdetta. Polytrooppinen hyötysuhde voidaan laskea seuraavista yhtälöistä. [5, s.145; 6, s. 4:5.]

$$\eta_{poly} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (7)$$

$$\eta_{poly} = \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa}}{\frac{n_{POL}-1}{n_{POL}}} \leftrightarrow \frac{n_{POL} - 1}{n_{POL}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{1}{\eta_{poly}} \quad (8)$$

Näin ollen yhtälö 5 voidaan kirjoittaa uudelleen muotoon, joka pätee todelliselle, ei häviöttömälle reaalikaasun polytrooppiselle puristukselle:

$$H_{pol} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{ZRT_1}{M} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \frac{ZRT_1}{M} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}} - 1 \right] \quad (9)$$

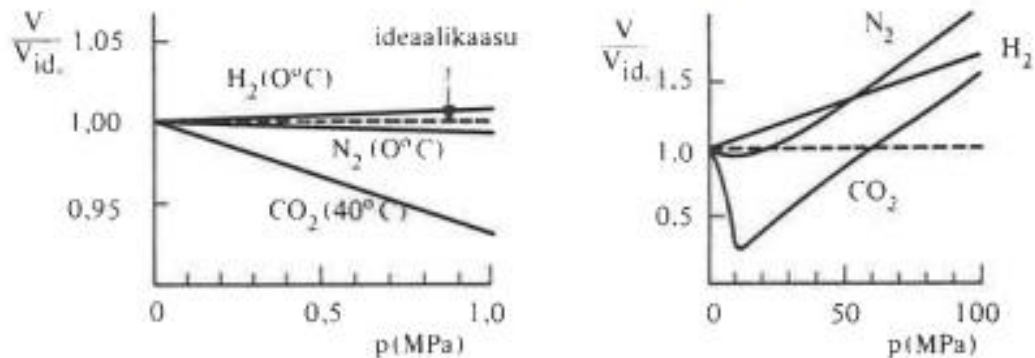
2.2 Reaalikaasujen ominaisuudet komprimoinnissa

2.2.1 Kompressibiliteettitekijä Z

Reaalikaasujen eli todellisten kaasujen atomeilla ja molekyyileillä on kineettisen kaasuteorian olettamuksesta poiketen äärellinen koko, ja niiden välillä on vuorovaikutuksia myös törmäysten välillä. Tästä syystä reaalikaasut noudattavat ideaalikaasulakia melko tarkasti vain pienissä alle 1 MPa:n paineissa. Paineen kasvaessa kaasun molekyylit ovat

keskimäärin lähempänä toisiaan, jolloin molekyylien äärellinen tilavuus tulee merkittäväksi. [1, s. 39; 7, s. 3.]

Kuvassa 2 on esitetty reaalikaasuista vedyn, typen ja hiilidioksidin suhteellinen tilavuus paineen funktiona. Kuten kuvasta voidaan havaita, seuraavat reaalikaasut ideaalikaasua pienissä paineissa, mutta suurilla paineilla poikkeama kasvaa.

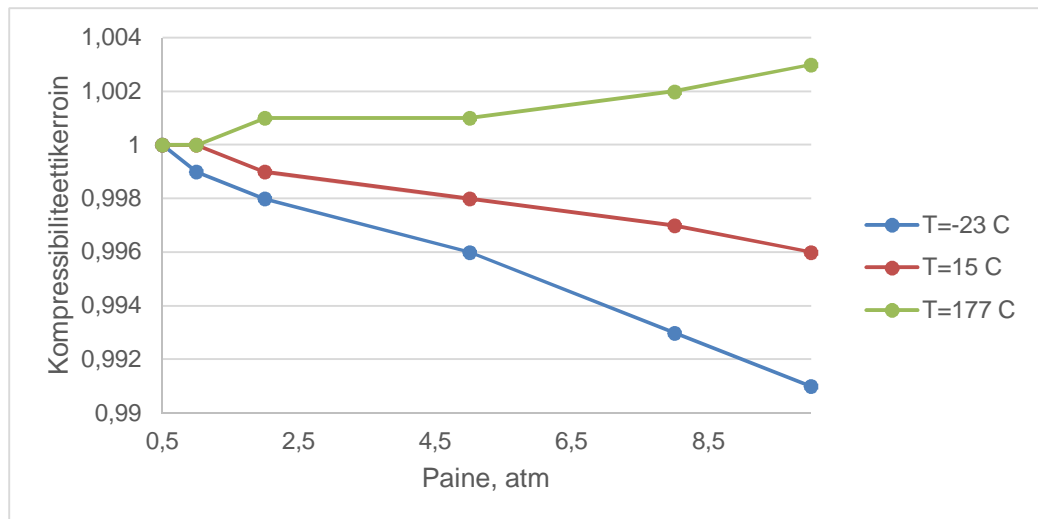


Kuva 2. Eräiden reaalikaasujen ominaistilavuus paineen funktiona [4, s. 39].

Reaalikaasujen ominaisuuksien kuvaamiseksi on laadittu lukuisia ideaalikaasulakia täydentäviä yhtälöitä, jotka selittävät kaasun ominaisuuksia yleistä tilanyhtälöä tarkemmin. Komprimoinnin kannalta oleellisin yhtälö on kompressibilititeettitekijällä Z täydennetty tilanyhtälö: [1, s. 40.]

$$pV_V = ZnRT \quad (10)$$

Lukuisten kaasujen ja kaasuseosten kompressibilititeettitekijöille on laadittu kokeellisesti lämpötila- ja paineriippuvaisia arvoja. Kuvassa 3 on esitetty ilman kompressibilititeettitekijä eri lämpötiloissa paineen funktiona.



Kuva 3. Ilman kompressibiliteettikertoimen lämpötila- ja paineriippuvuus [8, s. 140].

2.2.2 AdiabaattiekspONENTTI κ

Aineen ominaislämpökapasiteetti C kuvaa lämpöenergian määrää, joka vaaditaan 1 kg ainemäärän lämpötilan nostamiseen 1 °C:lla. Kaasuilla lämmittämiseen vaadittavan energian määrä on riippuvainen lämmittämiseen liittyvän tilanmuutoksen laadusta. Isobaarisessa lämmityksessä systeemin paine pysyy vakiona, lämpötila ja tilavuus muuttuvat, jolloin käytetään ominaislämpökapasiteettia vakioaineessa c_p . Isokoorinen lämmitys tapahtuu vakiotilavuudessa, systeemin lämpötila ja paine muuttuvat, jolloin käytetään ominaislämpökapasiteettia vakiotilavuudessa c_v . Yhtälössä 1 esitelty adiabaattiekspONENTTI κ puolestaan kuvaa isobaarisen ja isokoorisen ominaislämpökapasiteetin suhdetta C_p/C_v . [2, s. 193.]

Kineettinen kaasuteoria olettaa, että kaasumolekyylit ovat pistemäisiä hiukkasia ja voivat näin ollen omata pelkästään etenevää kineettistä energiaa. Kaasun sisäenergia on näiden energioiden summa, jolloin ideaalikaasun lämpökapasiteettien suhde κ voidaan johtaa muotoon: [9, s. 304–305.]

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = \frac{\frac{5}{2}R}{\frac{3}{2}R} = \frac{5}{3}$$

Reaaliakaasuista yksiatomisilla kaasuilla helium, neon, argon ja muut jalokaasut on ideaalikaasun lämpökapasiteettisuhde, mutta moniatomisilla reaaliakaasuilla tilanne muuttuu. Esimerkiksi kaksiatomisilla typpi- ja happimolekyyleillä on molekyyliarakenteensa

vuoksi kolmessa suunnassa etenevän liikkeen lisäksi pyörimisliikettä kahden mahdollisen akselin suunnassa, jolloin mahdollisia liiketermejä on kaikkiaan viisi, ja lämpökapasiteettien suhteeksi saadaan: [9, s. 304–305.]

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = \frac{\frac{7}{2}R}{\frac{5}{2}R} = \frac{7}{5} = 1,4$$

Korkeissa lämpötiloissa kaksiatomisten molekyylien värähtelyä kuvaava kuudes liiketermi tulee merkittäväksi, joka aiheuttaa poikkeamaa κ -termiin, mutta suhteellisen matalissa lämpötiloissa pätee edellä esitetty lämpökapasiteettien suhde [5, s. 18]. Täsmälliset lämpötilariippuvaliset ainearvot saadaan luetteloista, joista taulukkoon 1 on kerätty eräiden kaasujen adiabaattiekspONENTIT.

Taulukko 1. Eräiden kaasujen adiabaattiekspONENTIT [10, s. 2:182].

Yhdiste	Molekyylikaava	Lämpötila, °C	$\kappa = C_p/C_v$
Ammoniakkki	NH ₃	15	1,320
Etaani	C ₂ H ₆	15	1,200
Happi	O ₂	15	1,398
Ilma		17	1,403
Metaani	CH ₄	15	1,310
Vety	H ₂	15	1,407

2.2.3 Kaasuseoksen moolimassa M

Yksi mooli mitä tahansa ainetta sisältää atomi- tai molekyyli­massan ilmaiseman gram­määrän alkuainetta tai yhdistettä. Vain yhdentyyp­pisiä atomeita tai molekyy­lejä sisältävillä aineilla moolimassa voidaan määrittää summaamalla rakenneosan sisältämien atomien suhteelliset atomimassat. Kaasuseokset sisältävät useita erilaisia atomeja ja molekyy­lejä. Kun kaasuseoksen koostumus näytteenoton ja laboratorioanalyysin myötä tunnetaan, voidaan seoksen moolimassa määrittää mooliosuuksilla painotettujen mooli­massojen keskiarvona. [1, s. 18; 5, s. 327–328.]

$$M = \sum_i x_i M_i \quad (11)$$

Kuivan ilman koostumus ja täten moolimassa on hyvin tarkkaan määritetty. Lähellä merenpinnan tasoa ilman koostumus järjesteltynä mooliosuuksien suhteen suurimmasta pienimpään on esitetty taulukossa 2.

Taulukko 2. Kuivan ilman koostumus [11, s. 132.157].

Kaasu	Tunnus	Moolimassa (g/mol)	Mooliosuus (%)
Typpi	N ₂	28,02	780,8
Happi	O ₂	32,0	209,5
Argon	Ar	39,95	9,34
Hiilidioksidi	CO ₂	44,01	0,33
Neon	Ne	20,18	0,0182
Helium	He	4,003	0,0052
Krypton	Kr	83,8	0,0011
Vety	H ₂	2,016	0,0005
Ksenon	Xe	131,3	0,000087
Otsoni	O ₃	48,0	0,00001
Ilma		28,97	

Ilma sisältää lisäksi normaalioloissa vettä, jonka määrä ilmaistaan suhteellisenä kosteuteena φ . Ilman suhteellinen kosteus lämpötilassa T on ilmassa olevan vesihöyryn osapaineen suhde lämpötilaa T vastaavaan kyllästyspaineeseen. [2, s. 200.]

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}(T)} \cdot 100\% \leftrightarrow p_v = \frac{\varphi}{100\%} \cdot p_{vs}(T) \quad (12)$$

Kyllästyspaine p_{vs} voidaan määrittää melko tarkasti Antoineen yhtälöllä [10, s. 12:5]:

$$\ln p_{vs} = C_0 - \frac{C_1}{T - C_2} \quad (13)$$

Antoineen yhtälö antaa vakioarvoilla $C_0 = 23,19$, $C_1 = 3830$ ja $C_2 = 44,83$ K täsmällisen kyllästyspaineen lämpötiloissa 273,15 K (0 °C) ja 373,15 K (100 °C), ja näiden lämpötilojen välillä Antoineen yhtälön virhe on alle 1,2 %. Täsmällisiä mitattuja arvoja löytyy eri taulukkokirjoista. [10, s. 12:5.]

Daltonin osapainelain mukaan kaasuseoksen kokonaispaine on komponenttien osapaineiden summa. Kun lisäksi tiedetään, että komponentin osapaineen suhde kaasuseoksen kokonaispaineeseen on komponentin mooliosuus seoksessa, voidaan kostean ilman moolimassan yhtälöksi kirjoittaa: [1, s. 35.]

$$M_{\text{märkä ilma}} = \frac{\frac{\varphi}{100\%} \cdot p_{vs}(T)}{p} \cdot M_{\text{vesi}} + \frac{\left(p - \frac{\varphi}{100\%} \cdot p_{vs}(T)\right)}{p} \cdot M_{\text{ilma}} \quad (14)$$

3 Systeemikäyrä

Neste- tai kaasuvirtauksen matemaattinen analysointi perustuu energian häviämättömyyden lakiin, jossa energiaa ei synny eikä häviä; se voi ainoastaan muuttua muodosta toiseen. Jos steady-state-tilassa oleva systeemi ei vaihda energiaa ympäristön kanssa, systeemi ei tee, eikä systeemille tehdä työtä, ja jossa kitkattomasti virtaavan fluidin tiheys on vakio, pätee virtaukselle kahden pisteen kesken Bernoullin yhtälö: [3, s. 9.]

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (15)$$

Bernoullin yhtälön p-termi edustaa kaikkiin suuntiin samansuuruisena vaikuttavaa staattista paine-energiaa, ρgh -termi neste- tai kaasupatsaan korkeudesta riippuvaa potentiaalienergiaa (kaasuilla aerostaattista) ja $1/2 \rho v^2$ -termi fluidin liikkeestä johtuvaa dynaamista paine-energiaa. Bernoullin yhtälön soveltaminen kaasuvirtauksien laskentaan on rajoitettua, koska kaasujen kokoonpuristuvuudesta johtuen tiheys muuttuu paineen muuttuessa. Vaikka Bernoullin yhtälön soveltamisalan ehtona on vakiotiheyksinen fluidi, voidaan nyrkkisääntönä Bernoullin yhtälöä soveltaa myös niihin kaasuvirtauksiin, joissa paineen muutos on pienempi kuin 10 % lähtöpaineesta. [3, s. 9; 12, s. 10.]

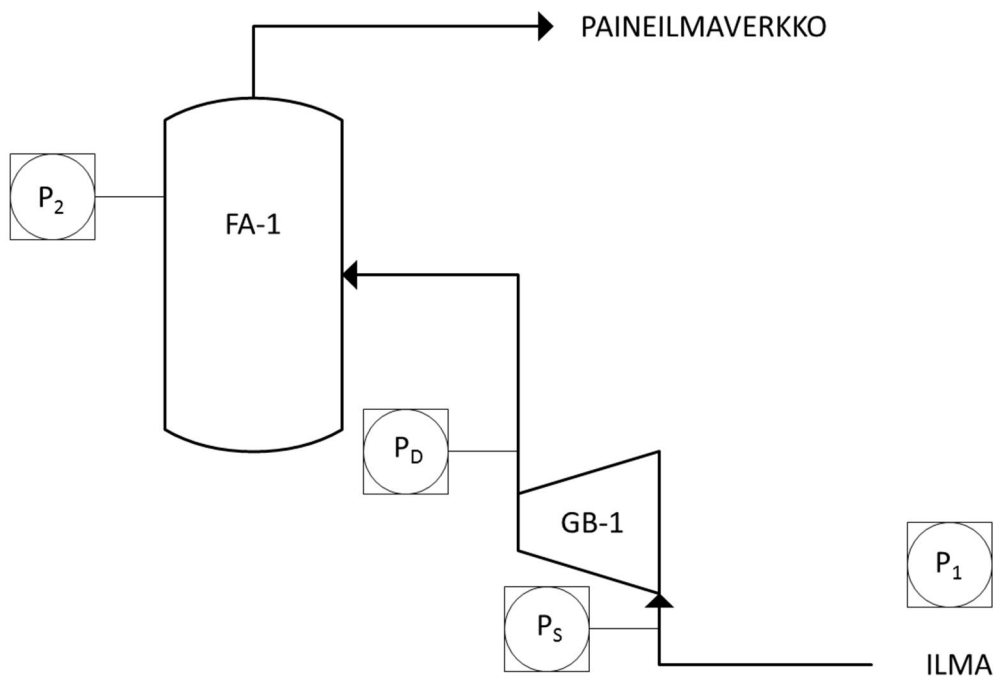
Putkivirtauksessa virtaavan fluidin ja putkimateriaalin välinen pintakitka, sekä turbulenttisilla virtauksilla pyörteilyn aiheuttama energiahäviö aiheuttavat virtaukseen lämmöksi muuttuvaa painehäviötä. Putkikitkan lisäksi putkenosat kuten venttiilit, mittalaipat, käyrät ja sihdit aiheuttavat paikallisia painehäviöitä. Kokeellisesti on todettu, että turbulenttisessa virtauksessa kitkan aiheuttama painehäviö on verrannollinen virtausnopeuden neliöön seuraavan yhtälön mukaisesti: [3, s. 19–21.]

$$\Delta p_{häv} = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \quad (16)$$

Kun painehäviötermi lisätään Bernoullin yhtälöön, voidaan se kirjoittaa muodossa [3, s. 20]:

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta p_{häv} \quad (17)$$

Tarkastellaan seuraavaksi kuvan 4 mukaista esimerkinomaista paineilmasysteemiä, jossa systeemiin tuotavan ja sieltä poisotettavan ilman massavirtaukset ovat yhtä suuret. Systeemi koostuu vakioaineessa olevasta paineilmasäiliöstä FA-1, jonne syötetään ilmaa kompressorin GB-1 ja putkiston avulla. Kompressorin imee ilmaa imuputkea pitkin, ja kompressorilla paineistettu ilma johdetaan paineilmasäiliöön paineputkea pitkin.



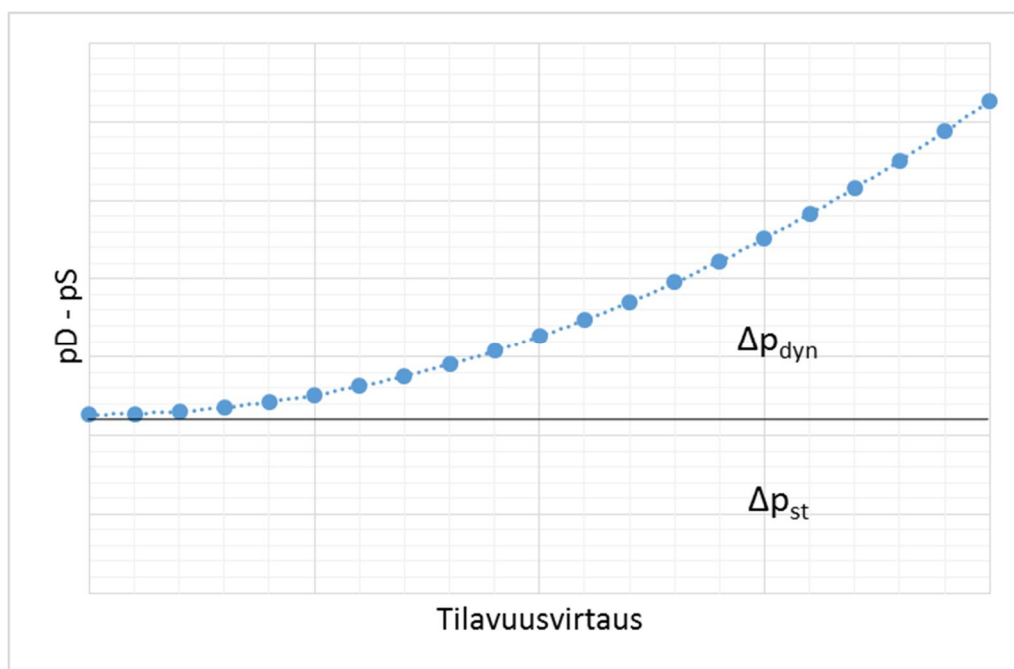
Kuva 4. Esimerkinomainen paineilmasysteemi.

Kaasuvirtauksia käsiteltäessä voidaan Bernoullin yhtälöstä poistaa kaasujen pienestä tiheydestä johtuen potentiaalienergian ja dynaamisen paineen komponentit, koska näiden komponenttien vaikutus on pienissä korkeuseroissa ja alhaisissa virtausnopeuk-

sisä merkityksetön [5, s. 247]. Tarkastelemalla erikseen kompressorin imupuolta pisteiden 1 ja S välillä, sekä painepuolta pisteiden D ja 2 välillä, ja järjestelemällä Bernoullin yhtälön termit uudestaan saadaan:

$$p_D - p_S = p_2 - p_1 + \Delta p_{häv} \quad (18)$$

Yhtälö antaa tuloksena tarvittavan staattisen paineen eron pisteiden S ja D välillä, jotta systeemissä saadaan aikaiseksi haluttu virtaus. Kun esitetyssä esimerkkiprosessissa tilavuusvirtauksen määrää muutetaan paineiden p_1 ja p_2 ollessa vakiot saadaan muodostettua kuva 9, jossa paine-ero $p_D - p_S$ on esitetty tilavuusvirtauksen funktiona.



Kuva 5. Esimerkkisysteemin systeemikäyrä.

Saatu kuvaaja on systeemikäyrä, joka koostuu kahdesta osasta. Katkoviivan alapuolinen staattinen osa on staattisen paineen ero pisteiden 1 ja 2 välillä, jonka verran kompressorin täytyy aina tilavuusvirtauksesta riippumatta korottaa painetta. Katkoviivan ja systeemikäyrän välinen dynaaminen osa on seurausta putkiston virtausvastuksen aiheuttamasta painehäviöstä, joka kasvaa yhtälön 16 mukaisesti virtausnopeuden toisessa potenssissa.

Virtausnopeuden ja tilavuusvirtauksen välillä pätee yhtälö [3, s. 8]:

$$\dot{V} = A \cdot v = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 v \rightarrow v = \frac{\dot{V}}{\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2} = \frac{4\dot{V}}{\pi d^2} \quad (19)$$

Kun yhtälö 18 jaetaan puolittain termeillä ρ^*g , ja painehäviötermin $\Delta p_{\text{häv}}$ paikalle sijoitetaan yhtälö 16, jossa virtausnopeuden v paikalle sijoitetaan yhtälö 19, voidaan kirjoittaa:

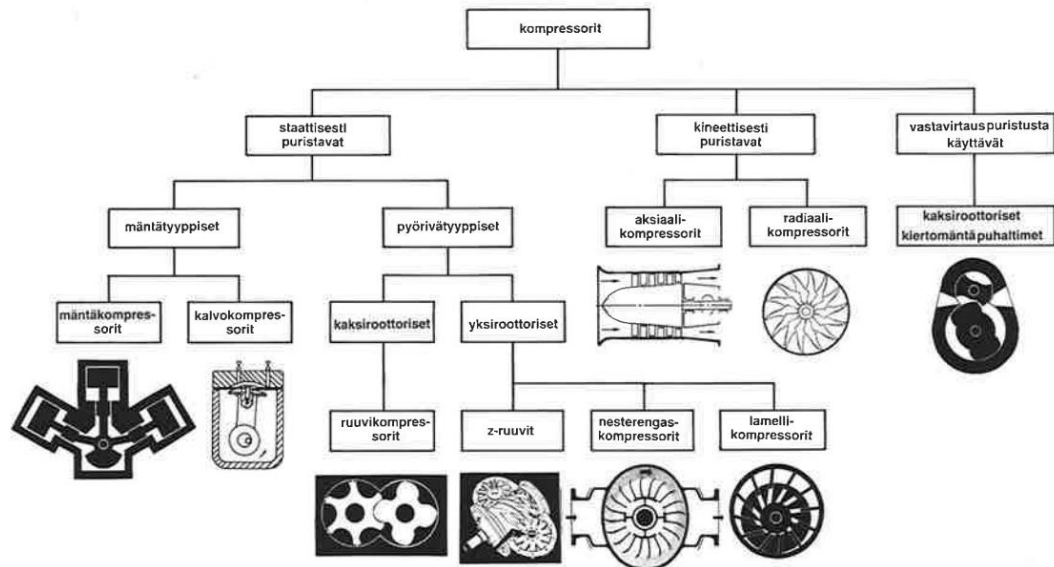
$$H = \frac{p_D - p_s}{\rho g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \left(\frac{\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi}{\frac{g\pi^2 d^4}{8}} \right) \dot{V}^2 \quad (20)$$

Yhtälössä 20 $(p_2 - p_1)/\rho g$ on systeemiäyrän staattinen osa H_{ST} , ja kun sulkeiden sisäpuoli korvataan vakiotermillä k , voidaan systeemiäyrälle kirjoittaa yhtälö 21.

$$H = H_{\text{st}} + H_{\text{dyn}} = H_{\text{st}} + k\dot{V}^2 \quad (21)$$

4 Aksiaalinen turbokompressor

Kompressor on kone, jolla kaasuvirtaukseen tehdään mekaanista työtä paineen korottamiseksi. Käyttötarkoituksesta riippuen kompressorilta vaadittava paineenkorotuskyky vaihtelee muutamista baareista aina satojen baarien paineisiin. Kun kompressorien tuotovaatimukset lisäksi vaihtelevat muutaman litran minuuttituotoista tuhansien kuutiometrien minuuttituottovaatimuksiin, on muodotunut laaja kirjo erilaisia kompressorityyppejä eri käyttötarpeisiin. Kuvassa 6 eri kompressorityypit on jaoteltu sukuhaaroihin puristus-tapansa ja mekaanisen rakenteensa perusteella. [5, s. 144; 13, s. 25.]



Kuva 6. Kompressorityyppien jaottelu [20 s.25].

Tässä työssä keskitytään kineettisesti puristavan aksiaalisen turbokompressorin rakenteeseen ja toimintaan.

4.1 Aksiaalisen turbokompressorin rakenne

Tyypillinen aksiaalinen kompressor koostuu sarjasta vaiheita, joista jokaiseen kuuluu rivi pyörivään akseliin kytkettyjä roottorin siipiä, joita seuraa rivi paikallaan pysyviä staattorin siipiä. Liikkuvat roottorin siivet siirtävät mekaanista energiaansa komprimoitavaan kaasuun. Tämä energian absorptio kiihdyttää kaasun nopeutta, jolloin kaasun kineettinen energia kasvaa. Roottoria seuraavalla staattorilla kaasun nopeus hidastuu, jolloin kineettinen energia muuntuu staattiseksi paineeksi. Yhden vaiheen painesuhde on teollisuuden sovelluksissa välillä 1,05–1,3, joten prosessi toistetaan tarvittavan monta kertaa halutun painetasen saavuttamiseksi. [10, s. 10:55; 14, s. 11.]

Koska kaasu on kokoonpuristuva fluidi, on virtauskanavan pinta-alan sekä roottori- ja staattorisiipien pienennytävä vaihe vaiheelta poistupuolta kohden. Pinta-alan pienentäminen kompensoi fluidin kokoonpuristumisesta johtuvaa tiheyden kasvua ja tilavuusvirran pienentymistä. Kuvassa 7 on esitetty aksiaalisen kompressorin rakennetta. [15, s. 165; 16, s. 358.]

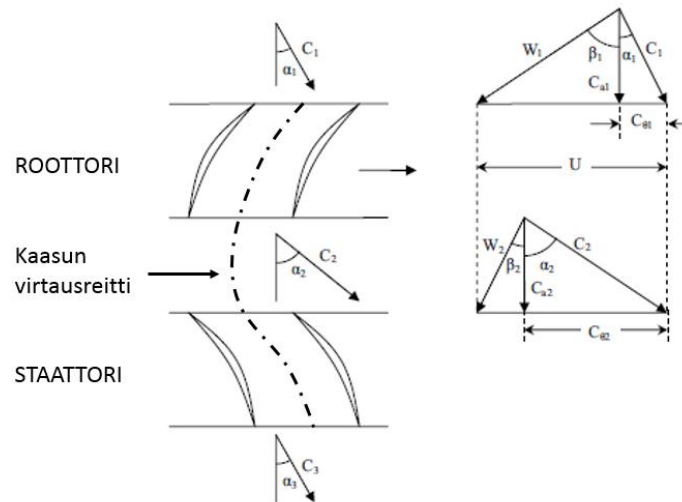


Kuva 7. Aksiaalisen turbokompressorin rakenne [17].

Kompressorin vaatima energia tuotetaan prosessiteollisuuden sovelluksissa tyypillisimmin sähkömoottorilla tai höyryturbiinilla. Erittäin suurikokoisissa laitteissa, kuten voima- ja maakaasulaitoksilla, ovat kaasuturbiinit ja kaasumoottorit ensisijaisia voimanlähteitä. Käyttölaitteessa aikaansaatu mekaaninen energia johdetaan akselin ja kytkimen välityksellä kompressorin roottoriin mekaaniseksi energiaksi. [18, s. 292.]

4.2 Aksiaalisen turbokompressorin toimintaperiaate

Kompressorin toiminta voidaan kuvata nopeuskolmioiden avulla, jotka on esitetty yhden vaiheen osalta kuvassa 8. Komprimoitavan kaasun nopeuskomponentit voidaan esittää absoluuttisen ja suhteellisen nopeusvektorin avulla. Kaasu virtaa roottorille absoluuttisella nopeudella C_1 kulmassa α_1 roottorin akselin suhteen. Yhdistämällä kaasun absoluuttinen nopeus roottorin siiven nopeuteen U saadaan suhteellinen nopeus W_1 ja kulma β_1 . Pyörivän roottorin mekaaninen energia siirtyy kaasuun, ja tämä energian absorptio kasvattaa kaasun absoluuttista nopeutta. Kaasu poistuu roottorilta absoluuttisella nopeudella C_2 kulmassa α_2 , johon yhdistettynä roottorin nopeus U saadaan staattorille virtaavan kaasun suhteelliseksi nopeudeksi W_2 ja kulmaksi β_2 . Staattorin siivellä suhteellinen nopeus W_2 hidastuu ja kineettinen energia muuntuu staattiseksi paineeksi, ja kaasu poistuu staattorilta absoluuttisella nopeudella C_3 kulmassa α_3 . Tyypillisesti staattorin absoluuttinen poistonopeus ja kulma ovat samat kuin roottorille tullessa. [14, s. 12–13.]



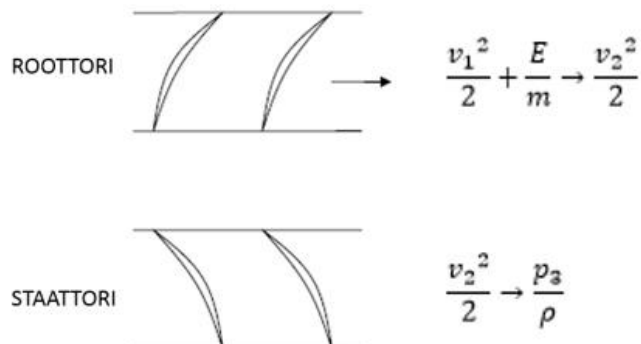
Kuva 8. Aksiaalikompressorin yhden vaiheen nopeuskolmiot [14, s. 13].

Otsikon 3 alla esiteltiin Bernoullin yhtälö, joka käsittelee energian säilymistä virtauksessa. Vaikka yhtälön soveltamisalan ehtona on kokoonpuristumaton virtaus, jonka tiheys pysyy vakiona tarkastelupisteiden välillä, voidaan yhtälöä soveltaa myös aksiaalikompressorin yhden vaiheen energiataseen käsittelyyn, koska yhden vaiheen aikana muutos paineessa ja tiheydessä on verrattain pieni. [19, s. 495.]

Kirjoitetaan Bernoullin yleinen yhtälö kitkattomalle virtaukselle, jossa systeemiin tuodaan energiaa [5, s. 240].

$$\frac{p_1}{\rho} + gh_1 + \frac{v_1^2}{2} + \frac{E}{m} = \frac{p_2}{\rho} + gh_2 + \frac{v_2^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + gh_3 + \frac{v_3^2}{2} \quad (22)$$

Roottorilla kaasulle tehtävä työ E muuttuu kineettiseksi energiaksi, ja staattorilla kineettinen energia muuttuu paine energiaksi, jolloin energiaa siirtyy seuraavasti.

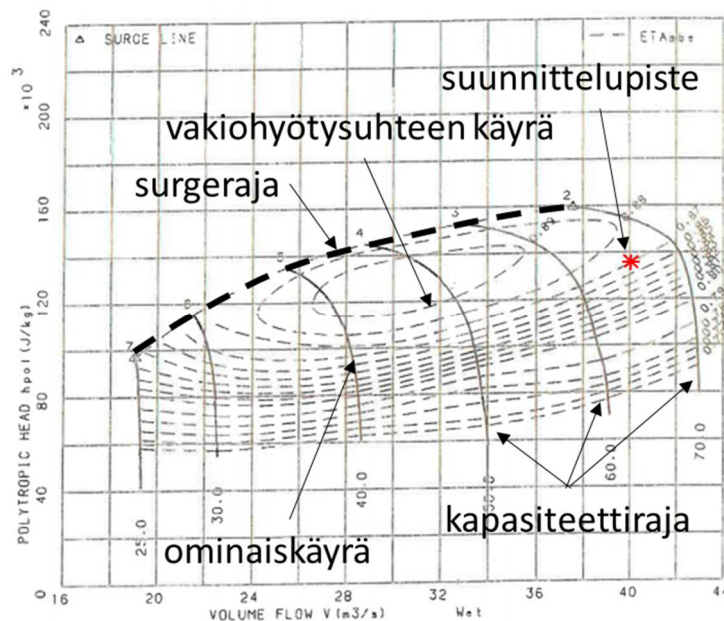


Kuva 9. Energian siirtyminen roottorilla ja muuntuminen staattorilla.

4.3 Kompressorin ominaiskäyrästä

Konevalmistaja luovuttaa laitehankinnan yhteydessä kompressorin suorituskyyä kuvaavan informaation, jossa laitteen aerodynaaminen, mittausperusteinen suorituskyy on esitetty. Ominaiskäyrästäön yhteydessä on tärkeää muistaa, että ominaiskäyrä pätee vain niissä olosuhteissa, jotka ominaiskäyrän yhteydessä on laitevalmistajan puolesta kerrottu. Esimerkiksi vakioiduilla pyörimisnopeudella ja tilavuusvirtauksella ulkoilmaa imevä kompressor tuottaa enemmän nostokorkeutta kylmänä kuin lämpimänä päivänä; annettu ominaiskäyrä pätee kuitenkin vain yhdelle ainoalle imulämpötilan arvolle. Myös ulkoilman paine ja suhteellinen kosteus vaikuttavat kompressorin suorituskyyyn, joskin näiden vaikutus on lämpötilariippuvuutta vähäisempi. Lämpötilan, paineen ja suhteellisen kosteuden lisäksi imupuolen kompressibiliteetti, lämpökapasiteettien suhde ja kaasun moolimassa vaikuttavat kompressorin suorituskyyyn, ja ominaiskäyrän yhteydessä myös näiden muuttujien arvot ovat määrättyt. Laitevalmistaja ei yleensä kuitenkaan toimita eri olosuhteita vastaavia tuottokäyriä, ellei niitä erikseen pyydetä. [20, s. 47.]

Kuvassa 10 esitetty erään ulkoilmaa komprimoivan aksiaalisen turbokompressorin ominaiskäyrästä.



Kuva 10. Aksiaalikompressorin ominaiskäyrästä VH-koordinaatistossa [21].

4.3.1 Koordinaatisto

Suorituskyky esitetään tyypillisesti graafisesti kuvan 10 mukaisessa koordinaatistossa, jossa vaaka-akselilla on tilavuusvirtaus, ja pystyakselilla polytrooppinen tai adiabaattinen nostokyky tai vaihtoehtoisesti painepuolen laipan paine tai painesuhde imu- ja painepuolen välillä [20, s. 47]. Tilavuusvirtaus ja nostokyky voidaan myös esittää suhteena suunnittelupisteeseen, jolloin molemmat akselit saavat kompressorin suunnittelupisteessä arvon 1, ja suunnittelupisteestä poikkeavassa toimintapisteessä suorituskykyarvot voidaan selvittää prosenttilaskulla [22, s. 15].

Ominaiskäyrästön yhteydessä tilavuusvirtauksella tarkoitetaan aina kompressorin imupuolen laipan läpi kulkevaa tilavuusvirtausta [20, s. 49]. Jos tilavuusvirtaus on annettu normaalikuutioina muodossa Nm^3/s , on imupuolen laipan läpi virtaavien kuutioiden lukumäärä sidottu NTP-tilaan, jossa kaasun lämpötila on $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ja paine $101,325\text{ kPa}$ [1, s. 33]. Jos tilavuusvirtaus on annettu normaalikuutioina ja todelliset olosuhteet poikkeavat NTP-tilasta voidaan todelliset imukuutiot laskea ideaalikaasulain 1 avulla.

4.3.2 Ominaiskäyrä

Koordinaatiston keskeisin informaatio sisältyy ominaiskäyriin, jotka ilmaisevat kompressorin suorituskyvyn eri säätömuuttujan arvoilla annetuissa imulaipan olosuhteissa. Kuvassa 10 esitettiin erään säädettävillä staattorin siivillä varustetun aksiaalisen turbokompressorin ominaiskäyrät, joista kukin käyrä ilmaisee mainittuun siipikulmaan sidottua kompressorin kykyä siirtää energiaa komprimoitavaan kaasuun eri tilavuusvirtauksia vastaavissa tilanteissa. Ominaiskäyrä on voimassa kompressorin imu- ja painepuolen laipan välillä, eikä siinä normaalisti huomioida painehäviötä aiheuttavaa imu- ja painepuolen putkistoa ja putkivarusteita. [20, s. 47–49.]

Ominaiskäyrä alkaa kuvaan 10 merkitystä pumppausrajasta. Pumppaus- eli surgerajalla kompressorin toiminta muuttuu hyvin epästabiiliksi, eikä kompressor kykene tuottamaan prosessiin tasaista kaasuvirtausta. Surge on seurausta liian pienestä tilavuusvirtauksesta suhteessa kompressorin imu- ja painepuolen väliseen paine-eroon, ja voi jatkueksaan johtaa vakavaan laitevaurioon virtaussuunnan vaihtelun aiheuttaman voimakkaan värähtelyn seurauksena. Surge voi tapahtua esimerkiksi tilanteessa, jossa systeemin virtausvastus kasvaa, jolloin kompressorin painelaipan paineen kasvaessa tuotto alenee ominaiskäyrää pitkin surgerajalle. [23, s. 171; 13, s. 37.]

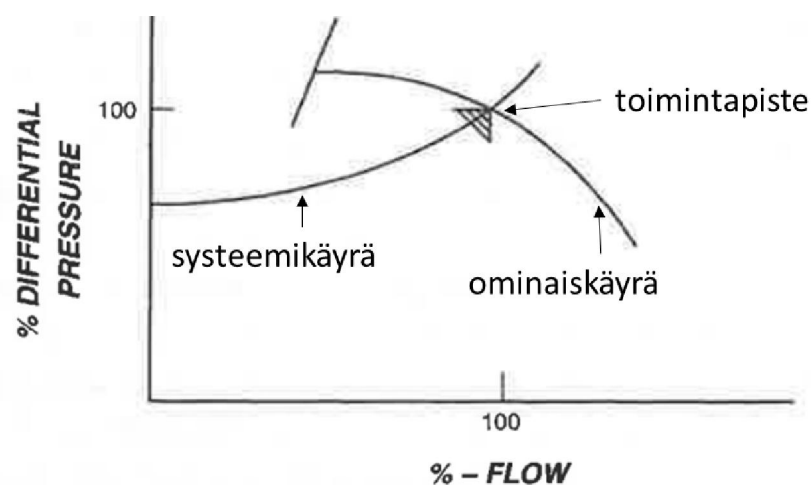
Kuvaan 10 merkitty kapasiteettiraja määrittää ominaiskäyrän toisen ääripään. Kapasiteettirajan jälkeen kompressorin tuottoa ei voi enää kasvattaa edes systeemin virtausvastusta pienentämällä [22, s. 17].

4.3.3 Vakiohyötysuhteen käyrät

Tuottokäyrästön yhteydessä on usein esitetty myös kompressorin vakiohyötysuhteen käyrät, joista kompressorin hyötysuhde on luettavissa, kun toimintapiste tunnetaan. Kuvan 10 esimerkkitapauksessa tähdellä merkityn suunnittelupisteen hyötysuhteeksi voidaan lukea 87 %. Laittevalmistaja voi myös tarjota tuottokäyrän yhteydessä informaatiota kompressorin ottamasta tehosta ja esimerkiksi painepuolen lämpötilasta. [21.]

4.4 Toimintapiste

Prosessiin kytketyn kompressorin toimintapiste muodostuu pisteeseen, jossa kyseiselle prosessille ominainen systeemikäyrä ja kompressorin ominaiskäyrä leikkaavat toisensa kuvassa 11 esitetyllä tavalla. Tämä tarkoittaa sitä, että toimintapisteessä kompressorin kyky korottaa komprimoitavan kaasun painetta on täsmälleen yhtä suuri prosessin asettaman vaatimuksen kanssa. Kompressorin tuottama tilavuusvirta on myös lukittu toimintapisteeseen, ja ilman mitään poikkeuksia tulee kompressorin tuottamaan toimintapisteen mukaisen tilavuusvirtauksen niin pitkään, kun kaasun ominaisuudet, systeemin vastus ja kompressorin toiminta eivät muutu. [24, s. 49–51.]



Kuva 11. Toimintapiste systeemikäyrän ja ominaiskäyrän leikkauskohdassa [24, s. 127].

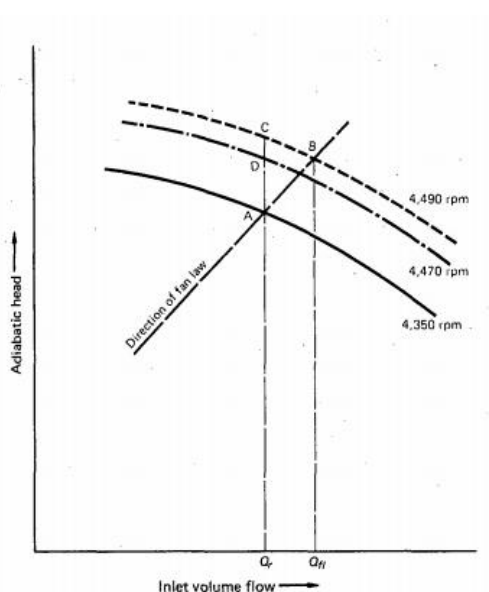
4.5 Tuoton säätö

Uuden kompressorin hankintaprosessissa laitevalmistaja perustaa kompressorin suunnittelun ja mitoituksen asiakkaan osoittaman käyttökohteen vaatimuksien mukaisiksi. Kompressorin suunnittelu vaatii lähtötiedoiksi dataa vähintään halutusta virtaamasta, kaasun koostumuksesta, imupuolen olosuhteista ja paineentuottotarpeesta. Äärimmäisen harvoin kompressorin suunnittelua voidaan kuitenkaan perustaa yhdelle ainoalle toimintapisteelle. Käytännössä kompressorin kapasiteettia on aina pystyttävä säätämään, että olosuhdemuutokset kompressorin imupuolella voidaan kompensoida ja että kaasuvirtaus prosessiin voidaan saattaa prosessin tilan vaatimalle tasolle. [6, s. 5:10.47.]

Koska kompressorin toimintapiste asettuu ominaiskäyrän ja systeemiäyrän leikkauspisteeseen, voidaan toimintapisteen sijaintiin vaikuttaa manipuloimalla kompressorin ominaiskäyrää tai systeemiäyrää.

4.5.1 Tuoton säätäminen ominaiskäyrään vaikuttamalla

Kuten luvussa 2.1 esitettiin, perustuu aksiaalisen turbokompressorin toiminta energian siirtoon pyörivän roottorin ja kaasun välillä. Pyörimisnopeuden muutos aiheuttaa samansuuntaisen muutoksen kaasun mekaanisen energian absorptioon, jolloin myös kompressorin tuottokäyrä muuttuu [20, s. 54]. Kuvassa 12 on esitetty turbokompressorin ominaiskäyriä eri pyörimisnopeuksissa.



Kuva 12. Pyörimisnopeuden vaikutus ominaiskäyrään [20, s. 53].

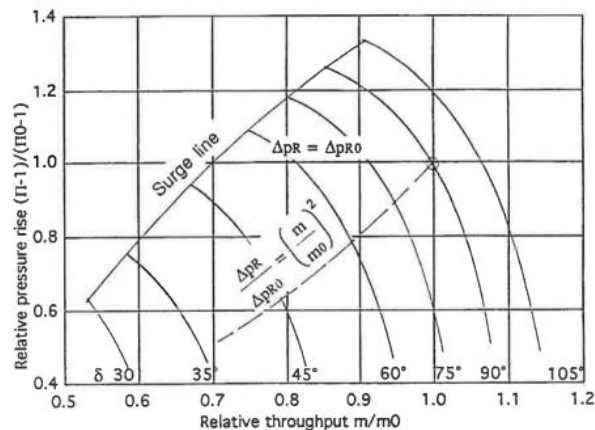
Jos pyörimisnopeuden vaihtelu on maltillista välillä 90–105 % mitoitusarvosta voidaan pyörimisnopeuden muutoksen vaikutusta tuottoon ja nostokorkeuteen ennustaa affiniteettilakien avulla, joiden mukaan tuottomuutos on suoraan verrannollinen pyörimisnopeuden muutokseen ja nostokorkeuden muutos on verrannollinen pyörimisnopeuden muutoksen neliöön. Kun mitoituspiste määritetään referenssipisteeksi, voidaan affiniteettilait kirjoittaa yhtälöinä 23 ja 24. [20, s. 54.]

$$H = H_D \left(\frac{N}{N_D} \right)^2 \quad (23)$$

$$\dot{V} = \dot{V}_D \frac{N}{N_D} \quad (24)$$

Koska käyttölaite tuottaa roottorin mekaanisen energian, on pyörimisnopeussäädön edellytyksenä käyttölaitteen operointimahdollisuus eri pyörimisnopeuksilla.

Toinen yleisesti käytetty tapa säätää aksiaalikompressorin tuottoa on muuttaa staattorin siipikulmaa. Tämä säätötapa on tyypillisesti käytössä niissä kohteissa, joissa käyttölaitteen pyörimisnopeuteen ei voida vaikuttaa. Staattorin siipikulman muutoksella vaikutetaan staattorilta roottorille virtaavan kaasun absoluuttiseen nopeusvektoriin C_1 ja tämän kulmaan α_1 . Staattorin siipikulman pienentäminen kasvattaa staattorilta poistuvan kaasun absoluuttista nopeutta C_1 ja kulmaa α_1 , sekä pienentää suhteellista nopeutta W_1 . Suhteellisen nopeuden pienentyessä pienenee myös roottorilla tapahtuva energian siirtyminen roottorin siiven ja kaasun välillä. Kuvassa 13 on esitetty aksiaalikompressorin ominaiskäyrät eri staattorin säätökulmilla. [24, s. 132–133.]



Kuva 13. Staattorin siipikulman vaikutus ominaiskäyrään. [6, s. 5:48]

Kuvia 12 ja 13 vertailemalla voidaan sanoa, että staattorin siipikulmamuutos vaikuttaa kompressorin ominaiskäyrään samankaltaisesti pyörimisnopeusmuutoksen kanssa.

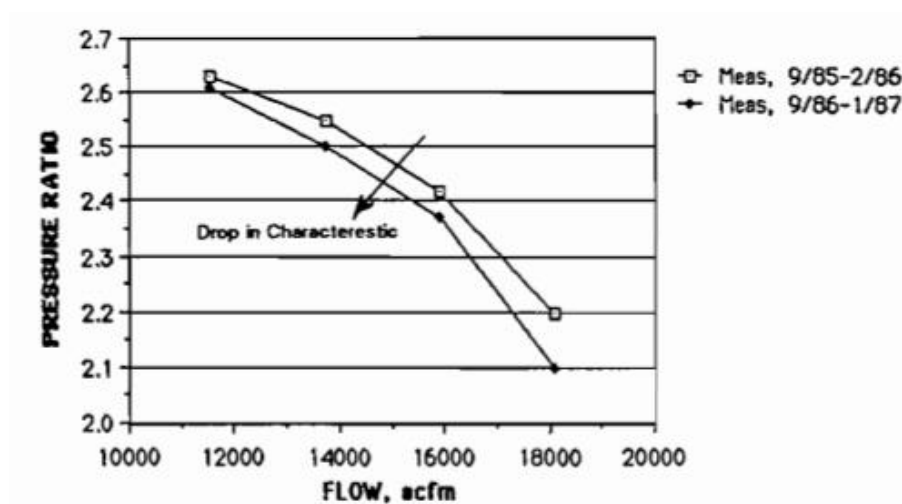
4.5.2 Tuoton säätäminen systeemikäyrään vaikuttamalla

Jos kompressorin on varustettu käyttölaitteella, jonka pyörimisnopeuteen ei voida vaikuttaa, eikä staattorin siipikulma ole säädettävissä voidaan kompressorin tuottoa säätää manipuloimalla systeemikäyrää. Tämä voidaan tehdä asentamalla säätöventtiili joko kompressorin imu- tai painelinjaan. Molemmissa tapauksissa säätöventtiilin kuristaminen kasvattaa systeemin virtausvastusta, jolloin painesuhde kompressorin paine- ja imulaipan välillä kasvaa. Yhtälön 9 mukaisesti painesuhteen p_2/p_1 kasvaminen johtaa kompressorin nostokorkeuden H kasvamiseen, jolloin toimintapiste siirtyy kompressorin ominaiskäyrällä kohti pienempää tuottoa. Säätöventtiilin avaaminen aiheuttaa päinvastaisesti painesuhteen pienenemisen, jolloin kompressorin nostokorkeus alenee, ja toimintapiste siirtyy pitkin ominaiskäyrää suuremman tuoton suuntaan. [24, s. 128.]

4.6 Likaantumisen vaikutus ominaiskäyrään

Kompressorin likaantuminen on ei-toivottu ilmiö, joka on seurausta komprimoitavan kaasuvirtauksen mukanaan tuomista teollisuusympäristön epäpuhtauksista, joita ovat mm. lentotuhka, hiilivedyt, hiekka, pöly ja hyönteiset. Epäpuhtaudet ylläpitävät kompressorin likaantumisprosessia yhdessä likaantumisen kannalta suotuisten ympäristöolosuhteiden kanssa, kuten tuuli, sade, sumu ja ilmankosteus. Lisäksi ilman sisältämät kiintoainepartikkelit aiheuttavat suurissa virtausnopeuksissa kompressorin siivistöön eroosiota. [25, s. 56.]

Kompressorin on herkkä laite, jonka optimaalinen toiminta edellyttää aerodynaamisesti sileitä pintoja. Kompressorin roottorin ja staattorin siipien likaantuminen ja eroosio aiheuttavat muutoksen siipien muotoon ja virtauskanavan pinta-alaan, joka johtaa tuoton, paineentuottokyvyn ja hyötysuhteen alenemiseen. Kuvassa 14 on esitetty erään vakio-pyörimisnopeudella toimivan turbokompressorin ominaiskäyrät kahdelta eri tarkkailujaksolta. [25, s. 58–60.]



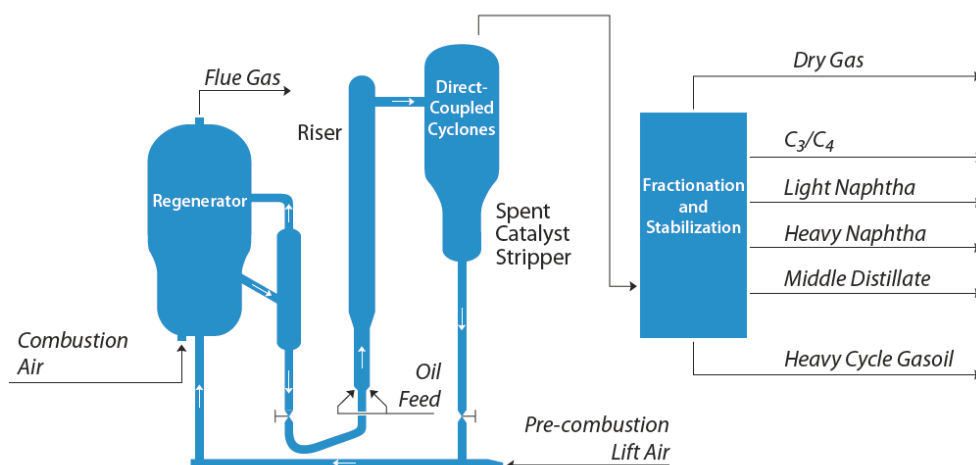
Kuva 14. Likaantumisen vaikutus aksiaalikompressorin ominaiskäyrään [25, s. 60].

Ylempi ominaiskäyrä edustaa syyskuun 1985 ja helmikuun 1986 välistä ajanjaksoa, ja tultaessa toiseen tarkkailujaksoon välille syyskuu 1986 – tammikuu 1987 on kompressorin suorituskky alentunut. Näin ollen likaantumisprosessin aiheuttama kompressorin suorituskvyn merkittävä alentuminen voi suotuisissa olosuhteissa edetä nopeasti. Nyrkisääntönä voidaan sanoa, että kun kompressorin kyky tuottaa nostokorkeutta on alentunut 10 % verrattuna puhtaan laitteen ominaiskäyrään, on kompressorille aiheellista suorittaa puhdistus, tai muu kunnossapitotoimi, jos suorituskvyn alentumisen aiheuttaja on muu kuin likaantuminen. [25, s. 58–60; 24, s. 303.]

5 Kohdeprosessin kuvaus

5.1 FCC-yksikön reaktori-regeneraattorisysteemin prosessikuvaus

Leijukatalyyttinen krakkaus on tärkeässä asemassa integroidun öljynjalostamon konversioprosessina, jossa korkean kiehumispisteen omaavat kaasu- ja pohjaöljyt krakataan katalyyttisesti kevyemmiksi ja arvokkaammiksi tuotteiksi. Kuvassa 15 on esitetty kaavio Texacon lisenssoimasta leijukatalyyttisestä krakkausprosessista, jollainen on käytössä myös Porvoon jalostamolla. [26.]



Kuva 15. FCC-yksikön periaatekaavio [27, s. 11].

FCC-yksikön sydän on reaktori-regeneraattorisysteemi, jossa hienojakoinen pallokatalyytti kiertää suljetussa kehässä reaktorin DC-2401 ja regeneraattorin DD-2401/II välillä. Kuuma regeneroitu katalyytti virtaa pystysuoran nousuputken pohjaan, jossa se joutuu kosketuksiin syöttösuuttimilla sumutetun öljysyötön kanssa. Kuumen katalyytin höyrystämä öljysyöttö kohoaa yhdessä katalyytin kanssa nousuputkessa, jossa katalyyttiset reaktiot tapahtuvat 545–560 °C lämpötilassa. Reaktorissa konversiota hallitaan öljy-katalyytti suhdetta, viipymäaikaa ja lämpötilaa säätämällä. [26, s. 10–11.]

Nousuputken jälkeen kaasumainen reagoanut öljy erotetaan kiinteästä katalyytistä suljetussa syklonijärjestelmässä ja johdetaan eroteltavaksi FCC-yksikön tislausosaan. Syklonijärjestelmän jälkeen käytetty katalyytti valuu sykloneista painovoimaisesti katalyyttistripperiin, jossa katalyytin huokosrakenteeseen jääneet hiilivedyt haihdutetaan stripaushöyryn avulla. [26, s. 11.]

Katalyyttistripperistä käytetty katalyytti johdetaan regeneraattorin alaosaan, jonne lisäksi syötetään kahden rinnakkaisen turbokompressorin tuottama paineilmapvirtaus. Ilman sisältämä happi reagoi käytetyn katalyytin pintaan muodostuneen koksen kanssa eksotermisessä palamisreaktiossa, joka paitsi palauttaa katalyytin aktiivisuuden alkuperäiselle tasolle, myös tuottaa nousuputkessa tapahtuvien öljysyötön höyrystämisen ja krakkausreaktioiden vaatiman lämmön. Palamisessa syntyvät savukaasut johdetaan sykloneihin, joissa erotetaan savukaasujen mukana kulkeutuvat katalyyttipallot. Sykloneista savukaasut johdetaan lämmöntalteenoton ja pölynpoiston kautta piippuun. [26, s. 12.]

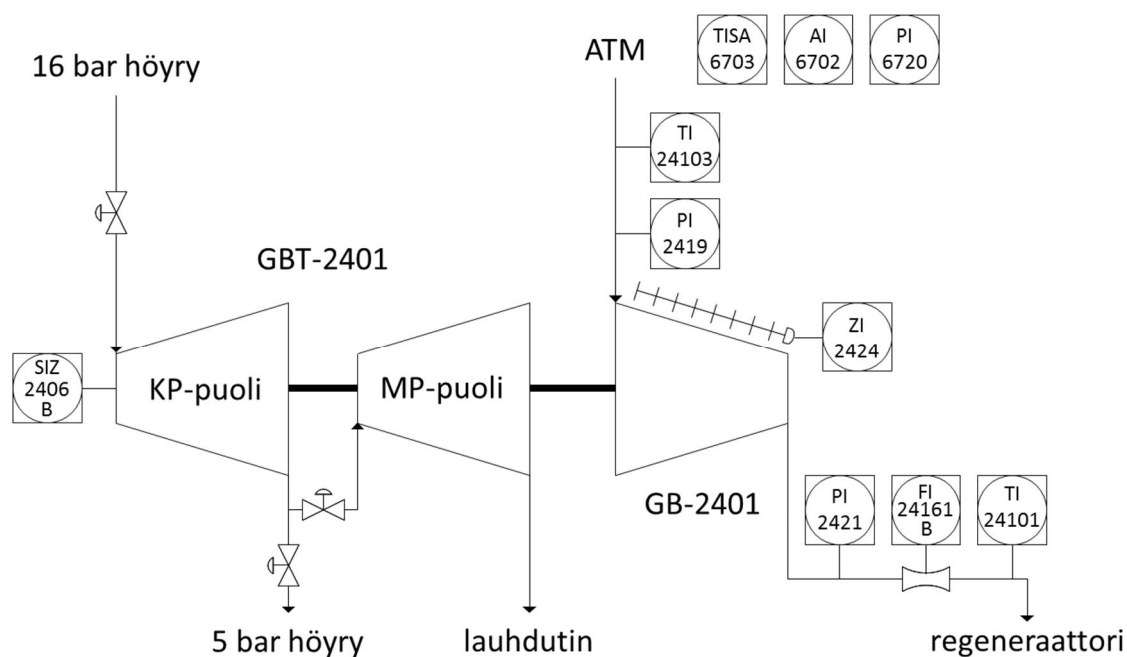
Kuuma regeneroitu katalyytti valuu ylijuoksuna regeneraattorin ulkopuoliseen syöttösiiloon, jossa katalyytin tiheys säädetään halutuksi leijuttamalla katalyyttiä ilmalla. Syöttösiilosta katalyytti johdetaan takaisin nousuputken pohjaan. [26, s. 12.]

5.2 Turbokompressorin GB-2401 toimintaympäristö

Katalyytin regenerointiin vaadittava ilma tuotetaan kahdella rinnakkaisella ilmakompressorilla GB-2401 ja GB-2403. GB-2403 on vakiopyörimisnopeudella toimiva sähkömoottorikäyttöinen aksiaalikompressor, jonka suunnittelukapasiteetti on 20 t/h. GB-2401 on höyryturbiinikäyttöinen aksiaalikompressor, jonka suunnittelukapasiteetti on 164 t/h. Normaalisissa ajomallissa GB-2403 tuottaa peruskuorman n. 20 t/h, ja regeneraattoriin menevää kokonaisilmamäärää säädetään kompressorilla GB-2401. [26, s. 12.]

GB-2401 on Sulzerin vuonna 1970 valmistama 10-vaiheinen aksiaalinen turbokompressor. Kompressorin käyttölaitteena toimii kaksivaiheinen, väliulosotolla varustettu höyryturbiini GBT-2401, jonka pyörimisnopeutta voidaan muuttaa säätämällä turbiinin syöttöhöyryvirtausta. Kompressorin akseli on kytketty suoraan turbiinin akseliin ilman vaihteistoa, jolloin turbiinin ja kompressorin pyörimisnopeudet ovat identtiset. Normaalikäytännöksi on muodostunut saattaa kompressorin GB-2401 hyvälle toiminta-alueelle höyryturbiinin pyörimisnopeussäädöllä, ja varsinainen tuoton säätö toteutetaan kompressorin staattorin siipikulmien avulla. [26, s. 12; 28, s. 11.]

Kompressorin GB-2401 voiteluun, kunnonvalvontaan ja surge-säätöihin liittyy suuri joukko apulaitteita, putkistoa sekä automaatiojärjestelmässä toteutettuja mittauksia ja toimintoja. Näiden tukijärjestelmien avulla turvataan kompressorin häiriötön käyttö, mutta tässä yhteydessä näiden järjestelmien tarkempi käsittely ei ole tarkoituksenmukaista. Sen sijaan kompressorin monitoroinnin kannalta relevantit automaatiojärjestelmään kytketyt prosessimittaukset ja lämpöeristetty prosessiputkisto ovat esitetty kuvassa 16. [28, s. 3–8.]



Kuva 16. Turbokompressorin GB-2401 toimintaympäristön prosessimittaukset [28, s. 3–8]

5.3 Kompressorin GB-2401 toimintaympäristön mittaukset

Kompressorin GB-2401 toimintapisteen määrittämiseksi VH-koordinaatistossa vaaditaan tuoton eli ilman tilavuusvirtauksen lisäksi tietoa kompressorin toimintaympäristön prosessiolosuhteista ja olosuhteisiin sidonnaisista ilman fysikaalisista ominaisuuksista. Vaadittavan informaation antavat kuvassa 16 esitetyt automaatiojärjestelmään kytketyt prosessimittaukset, joiden tuottama mittausdata tallentuu jalostamon historiatietokantaan, josta mittausdataa voidaan takautuvasti poimia. Kuvan prosessimittaukset selitettiin on esitetty taulukossa 3.

Taulukko 3. Kompressorin GB-2401 toimintaympäristön prosessimittaukset.

Positio	Mittayksikkö	Kuvaus
TISA6703	°C	Ulkoilman lämpötila
AI6702	% RH	Ulkoilman suhteellinen kosteus
PI6720	mbar	Ulkoilman paine
TI24103	°C	GB-2401 imupuolen lämpötila
PI2419	kPa	GB-2401 imupuolen paine
TI24101	°C	GB-2401 painepuolen lämpötila
PI2421	kPa	GB-2401 painepuolen paine
FI24161B	t/h	GB-2401 tuotto
SIZ2406B	1/min	GB-2401 pyörimisnopeus
ZI2404	%	GB-2401 staattorin siipikulman asentomittaus

Taulukon mittauksista kompressorin pyörimisnopeutta SIZ2406B sekä ulkoilman suhteellista kosteutta AI6702 voidaan käyttää laskennoissa suoraan hyväksi. Painemittaukset PI2419 ja PI2421 mittaavat paine-eroa vallitsevaan ilmanpaineeseen, painemittaus PI6720 puolestaan mittaa vallitsevaa ilmanpainetta mittaamalla ulkoilman absoluuttisen paineen. Tästä mittaustuloksesta vähennetään NTP-olosuhteen paine $p_0=101,325$ kPa, jolloin piiri tulostaa paine-eron NTP-paineeseen. Lämpötilamittaukset TISA6703, TI24103 sekä TI24101 mittaavat lämpötilaeroa referenssilämpötilaan 0 °C , jossa lämpötila $T_0=273,15$ K. Laskennoissa paineista ja lämpötiloista tulee käyttää absoluuttisia arvoja, joten mittausarvoille on tehtävä yksikkömuunnokset paineiden ja lämpötilojen osalta seuraavasti:

$$p = p_M + PI6720 \cdot 0,1 \frac{kPa}{mbar} + 101,325 \text{ kPa} \quad (25)$$

$$T = T_M + 273,15 \text{ K} \quad (26)$$

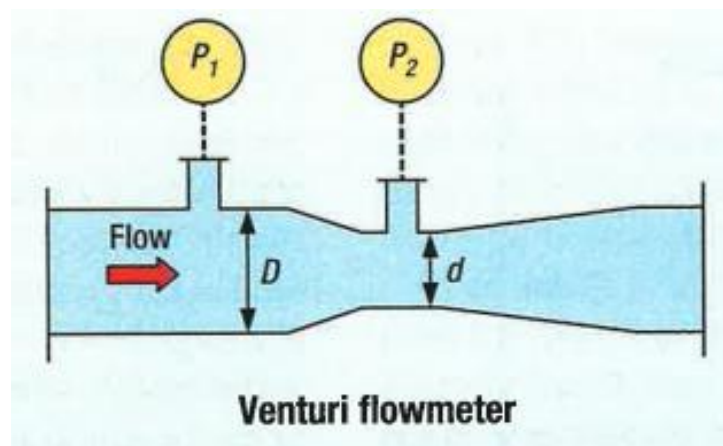
Staattorin siipikulman asentomittauksen ZI2404 mitta-alue on 0–100 %. Mitta-alue vastaa siipikulman sallittua toiminta-aluetta $15\text{--}70^\circ$, jossa asentomittaus 0 % vastaa todellista asentoa 15° , ja asentomittaus 100 %, vastaa todellista asentoa 70° . Kun lisäksi tiedetään, että asentomittauksen R_M ja todellisen asennon R_S suhde on lineaarinen, voidaan asentomittaus muuttaa todelliseksi asentotiedoksi suoran yhtälöllä $R_S=a \cdot R_M+b$, jossa vakiotermi a ja b voidaan määrittää seuraavasti:

$$a = \frac{R(100\%) - R(0\%)}{100 - 0} = \frac{70 - 15}{100} = 0,55$$

$$b = R_S - a \cdot R_{me} = R(100\%) - a \cdot R_{me} = 70 - 0,55 \cdot 100 = 15$$

5.4 Kompressorin GB-2401 tuottomittauksen kompensointi

Kompressorin GB-2401 tuottoa FI24161B mitataan venturiin putkella, joka on kuvan 17 mukainen laite [29, s. 1].



Kuva 17. Venturin putki. [30]

Steady state-tilassa olevassa systeemissä massavirtaus on vakio putken jokaisessa poikkipinnassa, jolloin venturiin putken supistuksessa virtaavan fluidin nopeus kasvaa poikkipinta-alan pienenemisen vuoksi, ja tällöin osa staattisesta paineesta muuttuu kiineettiseksi energiaksi Bernoullin yhtälön mukaisesti. Mitatusta staattisen paineen erosta kahden pisteen välillä voidaan laskea massavirtaus yhtälöllä: [3, s. 10.]

$$F_M = \rho \cdot \dot{V} = \rho_1 \cdot \alpha_V \cdot \epsilon \cdot A_d \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_1}} = \alpha_V \cdot \epsilon \cdot A_d \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad (27)$$

Virtausmittaus FI24161B suorittaa yhtälössä 27 esitetyn laskennan käyttäen suunnitelluarvoja ennen mittausdatan lähettämistä automaatiojärjestelmään kuvan 18 säätökaavion mukaisesti [32].

daan tehdä automaatiojärjestelmän ulkopuolella kertomalla paine- ja lämpötilakompensoidun virtausmittauksen FI24161B arvo moolimassan mitatun arvon ja suunnitteluarvon osamäärän neliöjuurella. Merkitään historiatietokannan massavirtausta F_{TOP} ja moolimassakorjattua massavirtausmittausta F_{cor} , jolloin korjausyhtälö on muotoa:

$$F_{cor} = F_{TOP} \cdot \sqrt{\frac{M_M}{M_D}} = FI24161B \cdot \sqrt{\frac{M_M}{M_D}} \quad (29)$$

Virtausmittauksen suunnitteluarvoina on käytetty taulukossa 4 mainittuja arvoja.

Taulukko 4. Virtausmittauksen FI25161B suunnitteluarvot [29, s. 3].

suure	suunnitteluarvo
lämpötila T_D	164 °C (437,15 K)
paine p_D	330 kPa
moolimassa M_D	29,0 g/mol

6 Kompressorin GB-2401 monitorointimallin kehittäminen

6.1 Perusteet monitorointimallin luomiselle

Luvussa 4.4 todettiin, että kompressorin toimintapiste asettuu aina siihen pisteeseen VH-koordinaatistossa, missä kompressorin ominaiskäyrä ja systeemikäyrä leikkaavat toisensa. Tarkastellaan uudelleen kuvaa 10 erään kompressorin ominaiskäyrästä, ja tehdään oletus, että kompressor on toiminnassa tilanteessa, jossa komprimoitavan kaasun ominaisuudet kuten paine, lämpötila ja suhteellinen kosteus ovat identtiset ominaiskäyrästä mainittujen ainearvojen kanssa, jolloin ominaiskäyrästä on pätevä. Oletetaan lisäksi, että kyseisen kompressorin staattorin siipikulma on täsmälleen 50° ja että kompressorin pyörimisnopeus on täsmälleen ominaiskäyrästä yhteydessä mainittu. Määritetään seuraavaksi kompressorin toimintapiste mittaamalla kompressorin tuotto ja laskemalla tuottoa vastaava nostokorkeus prosessimittauksiin perustuen yhtälöllä 9. Kun kaikki komprimoitavan kaasun fysikaaliset ominaisuudet ja kompressorin toiminnalliset ominaisuudet vastaavat ominaiskäyrästä yhteydessä mainittuja arvoja, tulee toimintapisteen sijoittua johonkin kohtaan 50° säätökulmaa vastaavalla käyrällä mittaustarkkuu-

den rajoissa. Jos ominaispiste sijoittuu laitevalmistajan toimittaman ominaiskäyrän ulkopuolelle, on ominaiskäyrän muotoon ja/tai sijaintiin VH-koordinaatistossa vaikuttanut jokin tuntematon tekijä.

Luvussa 4.6 käsiteltiin likaantumisen vaikutusta ominaiskäyrään. Määrittämällä mittausdataan perustuva toimintapiste VH-koordinaatistossa, ja vertaamalla toimintapisteen sijaintia laitevalmistajan toimittamaan ominaiskäyrään voidaan kompressorin likaantumisesta tai muusta vauriomekanismista tehdä päätelmiä, ja kompressorin mahdolliseen huoltopysäytykseen pystytään varautumaan. Toisaalta toimintapisteen sijoittuminen annetulle käyrälle antaa tärkeää informaatiota kompressorin virheettömästä toiminnasta esimerkiksi tilanteessa, jossa haetaan syytä prosessin epänormaalitylle toiminnalle.

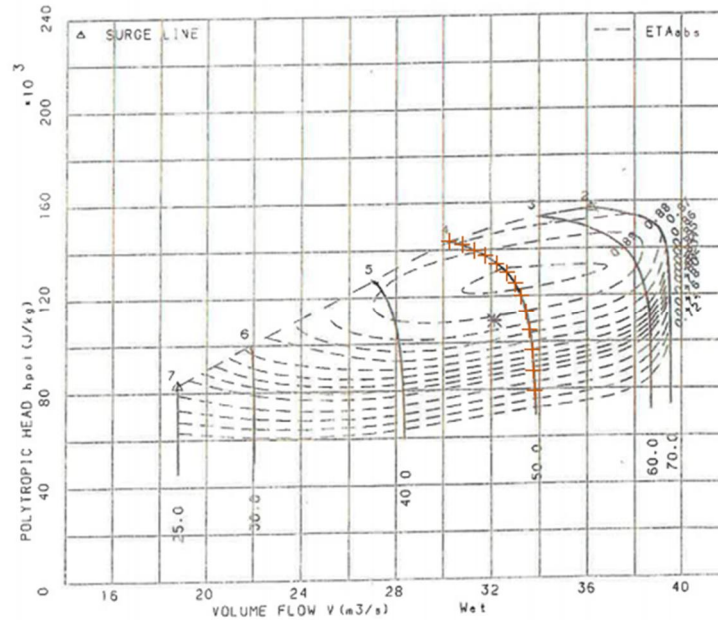
Prosessimittauksien perusteella lasketun toimintapisteen vertailu laitevalmistajan tarjoamaan dataan on kuitenkin äärimmäisen rajoitettua, koska annettu data on sidottu annettuihin olosuhteisiin, ja nämä vastaavat täsmällisesti todellisia arvoja äärimmäisen harvoin. Esimerkiksi kuvan 10 ominaiskäyrät on annettu vain tietyille astekulmille, kun todellinen astekulma saa kaikkia mahdollisia arvoja sallitulla välillä 25–70°. Lisäksi kompressorin GB-2401 imuilman todellinen lämpötila on sidottu vallitseviin sääoloihin, jolloin myös imulämpötila voi saada minkä tahansa arvon Suomen oloissa normaalista ulkoilman lämpötilan vaihteluvälistä -30 – +30 °C; annettu ominaiskäyrä on voimassa yhdelle ainoalle imulämpötilan arvolle.

Tästä syystä muodostui tarve muodostaa ominaiskäyrälle matemaattinen malli, joka tuottaisi ominaiskäyrälle estimaatin kaikilla ominaiskäyrän muotoon ja sijaintiin VH-koordinaatistossa olennaisesti vaikuttavilla muuttujan arvoilla, jotka aksiaalikompressorin tapauksessa ovat staattorin siipikulman asento, kompressorin pyörimisnopeus sekä imuilman lämpötila.

6.2 Ominaiskäyrästä matemaattinen mallintaminen

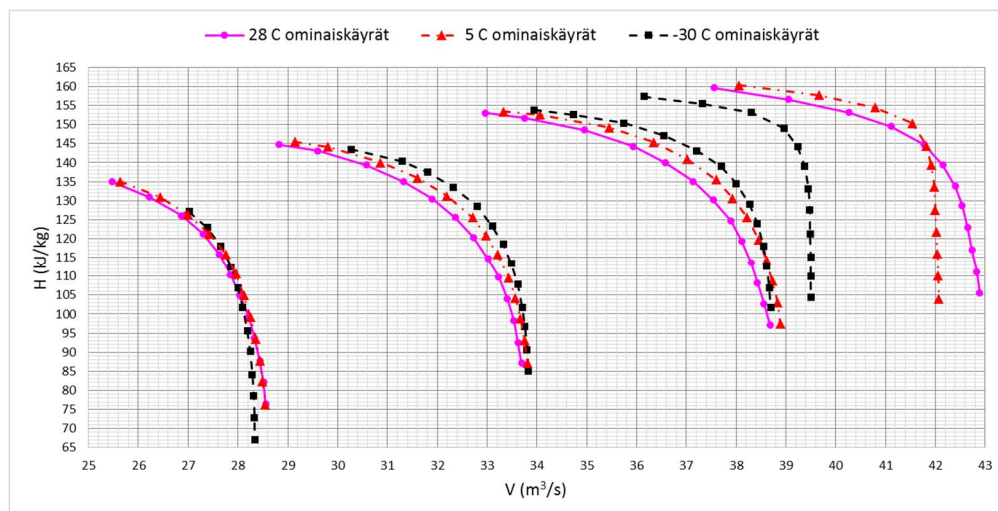
Kompressorin GB-2401 valmistanut Sulzer Turbo on luovuttanut Nesteen hallintaan kompressorin GB-2401 liitteessä 1 esitetyn datalehden sekä ominaiskäyrästä, joissa on graafisesti esitetty kompressorin suorituskyky imuilman lämpötiloissa -30, +5 ja +28 °C datalehdessä mainituissa ilman aineominaisuuksissa. Mallintamisen ensimmäisessä

vaiheessa graafisesti esitetty data muutettiin numeeriseen muotoon valitsemalla jokaisesta annetusta ominaiskäyrästä riittävä määrä pisteitä niin, että käyrän muoto tallentuu mahdollisimman tarkasti. Menetelmä on esitetty kuvassa 19 imulämpötilan $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ominaiskäyrästä staattorin lapakulmalla 50° .



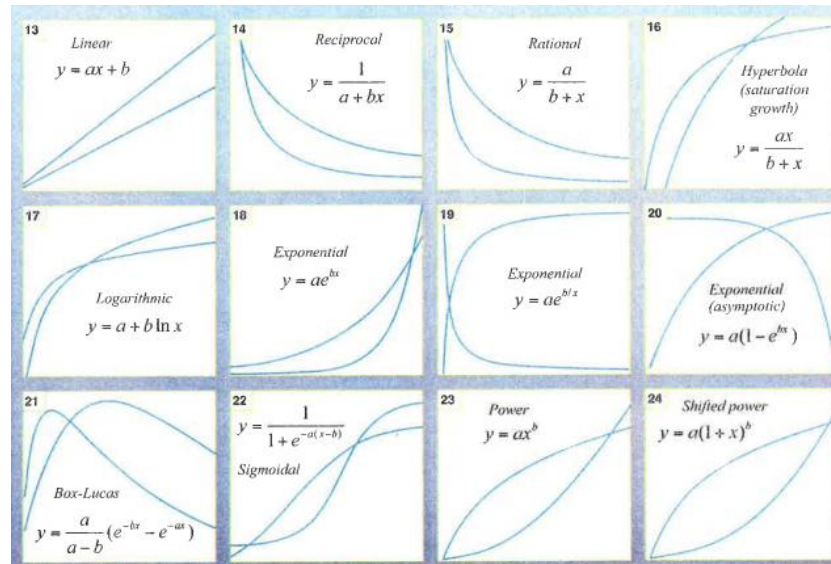
Kuva 19. Ominaiskäyrän $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ / 50° mittauspisteiden valinta.

Valittujen pisteiden koordinaatit mitattiin, ja mittau tulokset luetteloitiin Exceliin. Kun sama prosessi oli toistettu kaikkien käyrien osalta, oli graafinen data saatu muotoon, jossa Excelin laskentaominaisuuksia voitiin hyödyntää. Exceliin siirretty numeerinen data on esitetty liitteessä 2, graafisessa muodossa kuvassa 20.



Kuva 20. Mitatut ominaiskäyrät VH-koordinaatistossa annetuissa imulämpötiloissa.

Seuraavassa vaiheessa pyrittiin löytämään funktio $H=f(V)$, joka tuottaa mitattua ominaiskäyrää vastaavan käyrän, ja tämä osoittautui hyvin haasteelliseksi tehtäväksi. Aksiaali-kompressorin ominaiskäyrän muoto erityisesti suurilla siipikulmilla on terävä kuvan 20 mukaisesti, eikä sellaista funktiota, joka olisi tuottanut ominaiskäyrään mitatun kaltaisen muodon saatu lukuisista yrityksistä huolimatta aikaiseksi. Toimivan funktion löytämiseksi tutkittiin muun muassa kuvassa 21 esitettyjä sovituskuntioita.



Kuva 21. Sovituskuntioita [32, s. 50].

Lopulta modifioitu yhtälö kuvan 21 sovituskuntiosta 16 tuotti ratkaisun ongelmaan. Sovituskuntiksi saatiin empiirisen tutkimuksen kautta yhtälö 30.

$$H = a + \frac{b \cdot \frac{\dot{V}}{40}}{-c + d \cdot \frac{\dot{V}}{40}} \quad (30)$$

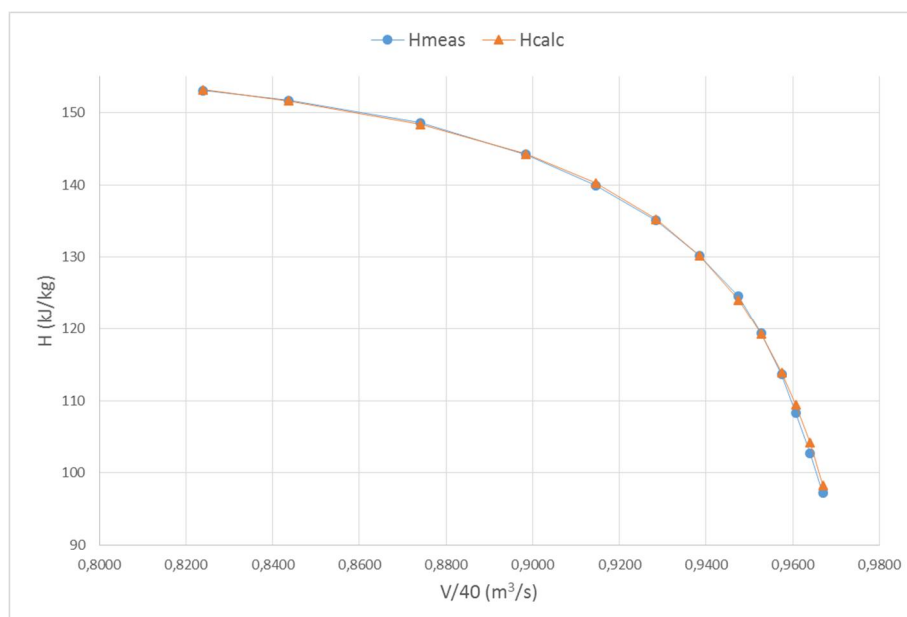
Mitatun käyrän tuoton V arvoja vastaavat H :n arvot laskettiin sovituskuntiolla, ja saatua tulosta verrattiin mitattuun H :n arvoon. Sama laskenta ja vertailu tehtiin tunnetun ominaiskäyrän jokaiseen mittapisteeseen, jonka jälkeen sovituskuntimetrit a , b , c ja d voitiin ratkaista Excelin solver-työkalulla, jolla haettiin sellaiset parametrien arvot, että kaikkien mittapisteiden mitattujen ja laskettujen H :n arvojen erotusten neliöiden summa oli pienin mahdollinen.

Taulukossa 5 on Excelin laskentaa, jossa ratkaistiin vakiotermien a , b , c ja d arvot 28 celsiusasteen ominaiskäyrälle 40°.

Taulukko 5. Sovitusparametrien määrittäminen Excelissä.

	V/40	H	H _{calc}	(H-H _{calc}) ²	Sovitusparametrit	
1	0,8240	153,04	153,1645	0,015488177	a	163
2	0,8438	151,7	151,6395	0,003654392	b	1,457109204
3	0,8740	148,59	148,3625	0,051764038	c	0,700025821
4	0,8985	144,22	144,2485	0,000812611	d	0,701398675
5	0,9145	139,95	140,2594	0,095712354		
6	0,9285	135,11	135,2631	0,023446267	chi	0,584361693
7	0,9385	130,22	130,2559	0,001289214		
8	0,9475	124,59	124,0553	0,285871551		
9	0,9528	119,41	119,3003	0,012024021		
10	0,9575	113,63	113,9371	0,094299068		
11	0,9608	108,3	109,4803	1,393059315		
12	0,9640	102,67	104,1725	2,257536008		
13	0,9670	97,19	98,2866	1,202510894		

Numeerisen vertailun lisäksi mitattua ja mallinnettua ominaiskäyrää verrattiin myös graafisessa muodossa. Kuvassa 22 on esillä taulukossa 5 esitetyn datan perusteella muodostetut mitattu ja mallinnettu ominaiskäyrä.



Kuva 22. Mitatun ja mallinnetun ominaiskäyrän graafinen vertailu.

Kuvan mukaisesti mitattu ominaiskäyrä kyettiin mallintamaan sovitusfunktion avulla erittäin suurella tarkkuudella.

Samaa menetelmää sovellettiin imulämpötilojen -30 °C, +5 °C ja +28 °C ominaiskäyrästä staattorin siipikulmille (R_s) 40°, 50° ja 60°, jolloin sovitusparametrejä muodostui

kaikkiaan 9 sarjaa, jotka on esitetty taulukossa 6. Sovitusparametrit on esitetty numeerisessa muodossa liitteessä 3. Staattorin siipikulman säätöalue 25–40° jätettiin mallin ulkopuolelle, koska kompressorin toimii normaalissa ajotilanteessa aina yli 40° siipikulmalla. Myös staattorin siipikulman säätöalue 60–70° jouduttiin jättämään pois mallista. Perusteet tälle tullaan esittelemään luvussa 9 johtopäätösten yhteydessä.

Taulukko 6. Sovitusfunktion parametrit annetuille imulämpötiloille ja siipikulmille.

	T \ R _s	40	50	60
a	28	a14	a15	a16
	5	a24	a25	a26
	-30	a34	a35	a36
	T \ R _s	40	50	60
b	28	b14	b15	b16
	5	b24	b25	b26
	-30	b34	b35	b36
	T \ R _s	40	50	60
c	28	c14	c15	c16
	5	b24	b25	b26
	-30	b34	b35	b36
	T \ R _s	40	50	60
d	28	d14	d15	d16
	5	d24	d25	d26
	-30	d34	d35	d36

Taulukon 6 sovituspäätösten arvot tuottavat sovitusfunktion 30 sijoitettuna tunnettuja ominaiskäyriä vastaavat ominaiskäyrät. Seuraavassa vaiheessa muodostettiin kahden muuttujan funktiot, joilla voitiin tuottaa sovituspäätösten arvot millä tahansa muuttujien R_s ja T arvoilla sallituissa rajoissa. Kahden muuttujan funktio saatiin muodostettua internetissä toimivalla Xuru's Websiten multiple polynomial regression -työkalulla, jolla kahden muuttujan funktion muodoksi saatiin:

$$\text{sovituspäätös} = aa \cdot R^2 + bb \cdot RT + cc \cdot T^2 + dd \cdot R + ee \cdot T + ff \quad (31)$$

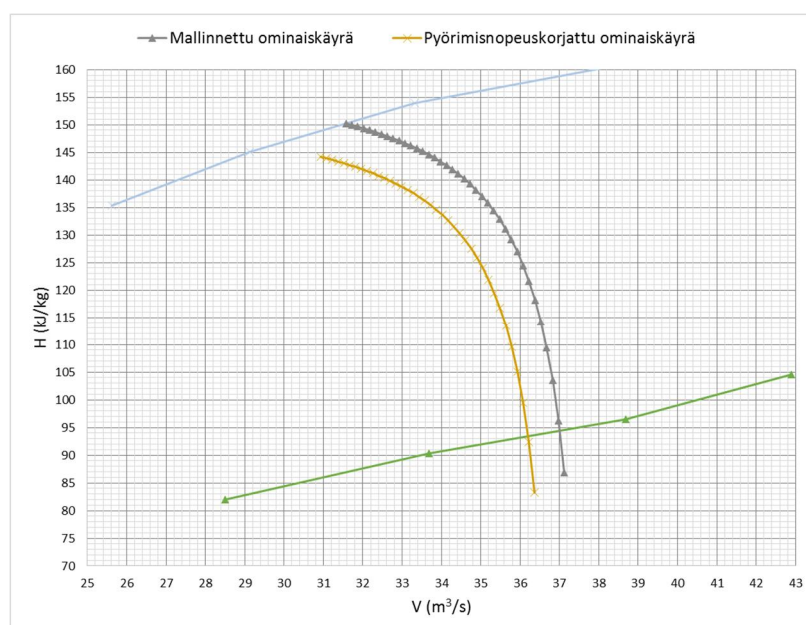
Regressiötyökalulla haettiin vakiotermit aa, bb, cc, dd, ee ja ff sovituspäätösten a, b, c ja d erikseen staattorin siipikulman väleille 40–50 ° ja 50–60 °, jolloin vakio-termejä muodostui taulukon 7 mukaisesti. Vakio-ten arvot on esitetty numeerisessa muodossa liitteessä 4.

Taulukko 7. Vakiotermi kahden muuttujan funktioon.

	$40^{\circ} \leq R_s < 50^{\circ}$						$50^{\circ} \leq R_s \leq 60^{\circ}$					
a	aa1	bb1	cc1	dd1	ee1	ff1	aa11	bb11	cc11	dd11	ee11	ff11
b	aa2	bb2	cc2	dd2	ee2	ff2	aa12	bb12	cc12	dd12	ee12	ff12
c	aa3	bb3	cc3	dd3	ee3	ff3	aa13	bb13	cc13	dd13	ee13	ff13
d	aa4	bb4	cc4	dd4	ee4	ff4	aa14	bb14	cc14	dd14	ee14	ff14

Näin oli saatu muodostettua ominaiskäyrämalli, joka Excel-pohjaisesti tuottaa kompressorin GB-2401 ominaiskäyrän millä tahansa muuttujien R_s ja T arvoilla rajoitteilla $40^{\circ} \leq R_s \leq 60^{\circ}$ ja $-30^{\circ} \text{C} \leq T \leq 28^{\circ} \text{C}$. Sovitusfunktio 30 on voimassa kaikilla muuttujan V arvoilla, joten tiettyä ominaiskäyrää valittiin edustamaan ne tuoton V arvot, joilla funktion $H=f(V)$ arvo asettuu surgeviivan ja kapasiteettirajan väliin.

Viimeisessä vaiheessa laskettua ominaiskäyrää korjattiin kompressorin todellisella pyörimisnopeudella. Kuten luvussa 4.5.1 todettiin, vaikuttaa kompressorin suorituskykyyn todellinen pyörimisnopeus suhteessa mitoitusnopeuteen affiniteettilakien 23 ja 24 mukaisesti. Näin ollen ominaiskäyrägeneraattorilla luodun käyrän pisteiden sijainnit VH-koordinaatistossa laskettiin uudelleen todellisen pyörimisnopeuden perusteella, ja kompressorin monitorointiin vaadittava ominaiskäyrä oli valmis. Kuvassa 23 on ominaiskäyrägeneraattorilla muodostettu ominaiskäyrä muuttujien arvoilla $T=22,1^{\circ} \text{C}$ ja $R_s=56,2^{\circ}$, sekä affiniteettilakien avulla muodostettu todellista pyörimisnopeutta vastaava ominaiskäyrä.



Kuva 23. Pyörimisnopeusmuutoksen vaikutus ominaiskäyrään.

Saatua oranssia ominaiskäyrää korjattiin todellisella pyörimisnopeudella 6995 1/min, jolloin muodostui sininen ominaiskäyrä, jota voitiin hyödyntää kompressorin monitoroinnissa.

6.3 Toimintapisteen laskeminen

Suoritetaan menetelmän esittelemiseksi laskutoimitukset 8.3.2016 aikaväliltä klo 7.50–8.00 kerätyn mittausdatan pohjalta, joka on esitetty taulukossa 8. Taulukon mittaustulokset edustavat 10 minuutin keskiarvoa historiatietokantaan kerätyistä datasta, valittu 10 minuutin aikaväli on kaikille mittauksille sama.

Taulukko 8. Tasepäivän 8.3.2016 mittaushetken prosessin mittausdata.

Positio	Mittayksikkö	Kuvaus	10 min KA
TISA6703	°C	Ulkoilman lämpötila	1,7744
AI6702	% RH	Ulkoilman suhteellinen kosteus	99,8912
PI6720	mbar	Ulkoilman paine	6,5265
TI24103	°C	GB-2401 imupuolen lämpötila	7,4498
PI2419	kPa	GB-2401 imupuolen paine	-2,3155
TI24101	°C	GB-2401 painepuolen lämpötila	155,2369
PI2421	kPa	GB-2401 painepuolen paine	240,9217
FI24161B	t/h	GB-2401 tuotto	138,07
SIZ2406B	1/min	GB-2401 pyörimisnopeus	6997,4067
ZI2404	%	GB-2401 staattorin siipikulman asentomittaus	66,8077

Muutetaan taulukossa esitetyt lämpötila- ja painemittaukset absoluuttisiksi arvoiksi yhtälöiden 25 ja 26 mukaisesti:

$$p_{atm} = 6,5265 \text{ mbar} \cdot 0,1 \frac{\text{kPa}}{\text{mbar}} + 101,325 \text{ kPa} = 101,98 \text{ kPa}$$

$$p_{imu} = -2,3155 \text{ kPa} + 101,98 \text{ kPa} = 99,665 \text{ kPa}$$

$$p_{paine} = 240,9217 \text{ kPa} + 101,98 \text{ kPa} = 342,90 \text{ kPa}$$

$$T_{atm} = 1,7744 \text{ °C} + 273,15 \text{ K} = 274,92 \text{ K}$$

$$T_{imu} = 7,4498 \text{ °C} + 273,15 \text{ K} = 280,60 \text{ K}$$

$$T_{paine} = 155,2369\text{ }^{\circ}\text{C} + 273,15\text{K} = 428,39\text{K}$$

6.3.1 Kostean ilman moolimassa

Lasketaan vesihöyryn kyllästyspaine p_{vs} Antoine'n yhtälöllä 13, jossa vakioarvot ovat $C_0=23,19$, $C_1=3830\text{ K}$ ja $C_2=44,83\text{ K}$:

$$p_{vs} = e^{23,19 - \frac{3830\text{K}}{274,92\text{K} - 44,83\text{K}}} = 695,517\text{Pa}$$

Lasketaan märän ilman moolimassa yhtälöllä 14:

$$M_{märkä\text{ ilma}} = \frac{\frac{99,89\%}{100\%} \cdot 0,695517\text{kPa}}{101,325\text{kPa}} \cdot (2 \cdot 1,008 + 16,0) \frac{\text{g}}{\text{mol}} + \frac{101,98\text{kPa} - \frac{99,89\%}{100\%} \cdot 0,695517\text{kPa}}{101,325\text{kPa}} \cdot 28,97 \frac{\text{g}}{\text{mol}} = 28,895 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

6.3.2 Kompressorin GB-2401 tuoton korjaaminen ja yksikkömuunnos

Korjataan kompressorin GB-2401 tuottomittaus yhtälön 23 mukaisesti automaatiojärjestelmässä tehdyn paine- ja lämpötilakompensoinnin lisäksi:

$$F_{cor} = 138,07 \frac{\text{t}}{\text{h}} \cdot \sqrt{\frac{28,895 \frac{\text{g}}{\text{mol}}}{29,0 \frac{\text{g}}{\text{mol}}}} = 137,8 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

Koska kompressorin GB-2401 ominaiskäyrästöjen yhteydessä kompressorin tuotto on ilmoitettu imukuutioidina muodossa m^3/s , muutetaan korjattu massavirtaus kompressorin imulaipan läpi kulkeneeksi tilavuusvirtaukseksi imuputken olosuhteilla.

$$\dot{V}_{act} = \frac{F_{cor}RT}{pM} = \frac{137,82 \frac{\text{t}}{\text{h}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{t}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \cdot \left(\frac{99,665\text{kPa} \cdot 1000 \frac{\text{Pa}}{\text{kPa}} \cdot 28,895 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \cdot \frac{\text{kg}}{1000\text{g}}}{8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 280,60\text{K}} \right)} = 31,0 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

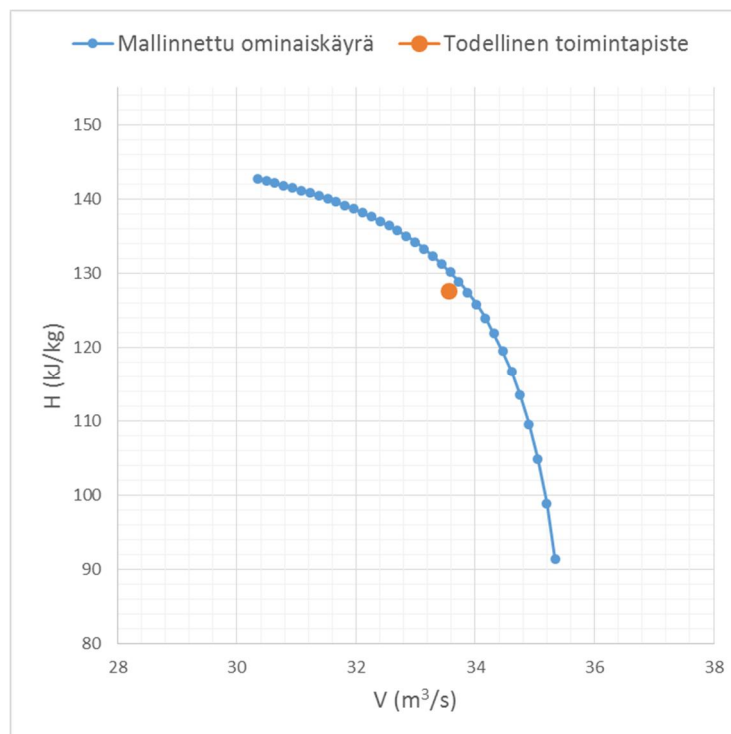
6.3.3 Nostokorkeuden laskeminen

Tilavuusvirtaa vastaava kompressorin polytrooppinen nostokorkeus lasketaan yhtälöllä 9:

$$H_{pol} = \frac{\ln\left(\frac{342,90 \text{ kPa}}{99,665 \text{ kPa}}\right)}{\ln\left(\frac{428,39 \text{ K}}{280,60 \text{ K}}\right)} \cdot \frac{1 \cdot 8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 280,60 \text{ K}}{28,895 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \cdot 1000 \frac{\text{g}}{\text{kg}}} \left[\left(\frac{342,90 \text{ kPa}}{99,665 \text{ kPa}} \right)^{\frac{\ln\left(\frac{428,39 \text{ K}}{280,60 \text{ K}}\right)}{\ln\left(\frac{342,90 \text{ kPa}}{99,665 \text{ kPa}}\right)}} - 1 \right] = 124,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

6.4 Toimintapiste ja ominaiskäyrä VH-koordinaatistossa

Tässä työssä kehitettiin Excel-pohjainen malli kompressorin GB-2401 ominaiskäyrälle sekä menetelmä kompressorin toimintapisteen laskemiselle. Kuvassa 24 on esitetty kompressorin toimintapiste ja ominaiskäyrä, jotka on aiemmin kuvattu menetelmiä käyttäen laskettu kompressorin toimintaympäristön 9.2.2016 klo 07.50–08.00 kerätyistä prosessimittauksista.



Kuva 24. Toimintapiste ja mallinnettu ominaiskäyrä.

Kuvassa sininen viiva kuvaa kompressorin mallinnettua ominaiskäyrää, jolle toimintapisteen tulisi sijoittua. Punainen piste kuvaa todellista toimintapistettä.

7 Mallin soveltaminen monitorointiin

7.1 Testidatan valinta

Seuraavassa vaiheessa mallia sovellettiin historiatietokantaan tallennetulle mittausdalle. FCC-yksikön toimintaa monitoroidaan laajemmassa mittakaavassa simulointiohjelmalla, ja simulointia varten yksikön tase on määritetty noin viikon välein vuodesta 2014 alkaen. Vaikka tässä työssä kehitetyn monitorointimallin käyttö ei ole sidottu tasepäiviin, sopi pitkän aikavälin säännöllisesti toistuva tapahtuma myös tähän käyttötarkoitukseen.

Historiatietokannasta poimittiin taulukossa 3 esitetyistä mittauksista 10 minuutin keskiarvo jokaiselta tasepäivältä 20.1.2015 alkaen ajanjaksolta klo 7.50–8.00. Datan perusteella laskettiin kunkin tasepäivän 10 minuutin ajanjaksolta kompressorin sen hetkinen toimintapiste sekä määritettiin mittaushetkeä vastaava ominaiskäyrä. Laskennan tuloksista muodostettiin jokaiselle tasepäivälle kuvaaja, joista tasepäivän 9.2.2016 laskennan tulos esitettiin kuvassa 24.

Laskentatulosten esittely tässä muodossa olisi kuitenkin epähavainnollista suuren tulostoukon vuoksi, joten tuloksia käsiteltiin esitettäväksi muodossa, jossa kunkin toimintapisteen etäisyyttä mallin ominaiskäyrään sekä tuoton V että nostokorkeuden H suhteen voitiin selkeämmin tarkastella.

7.2 Laskentatulosten käsittely

Tulosten käsittelemiseksi Exceliin tehtiin laskenta, joka tulostaa prosentteina toimintapisteen tuoton siitä tuotosta, joka toimintapisteen nostokorkeudella H olisi ominaiskäyrän mukaan pitänyt toteutua, sekä toimintapisteen nostokorkeuden prosenttiosuuden siitä nostokorkeudesta, joka toimintapisteen tuotolla V olisi ominaiskäyrän mukaan pitänyt toteutua. Koska tulosten käsittelyssä jouduttiin käyttämään sovitusfunktia 30, jonka sovitusparametrit a , b , c ja d ovat lukitut kompressorin pyörimisnopeuden suunnitteluarvoon 7140 1/min, jouduttiin toimintapisteelle tekemään pyörimisnopeuskorjaus affiniteettiyhtälöiden mukaisesti ennen sijoittamista sovitusfunktioon.

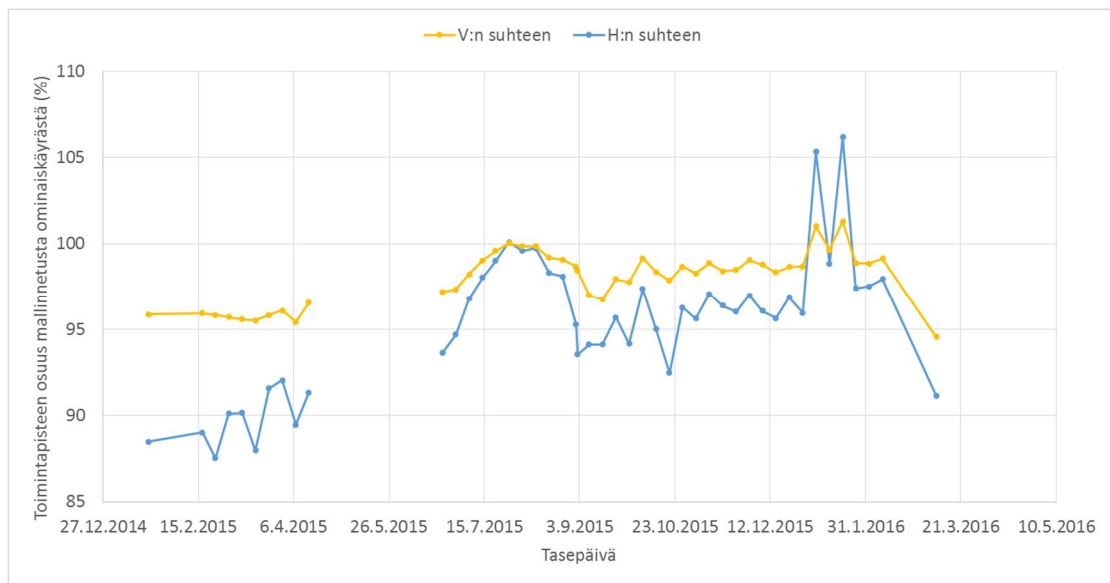
Merkitään toimintapisteen tuottoa V_{OP} ja nostokorkeutta H_{OP} sekä vastaavia ominaiskäyrän pisteitä V_{PC} ja H_{PC} . Kun toimintapisteen pyörimisnopeutta lisäksi merkitään N_{OP} ,

voidaan sovituskäyrä ja affiniteettilait yhdistämällä ratkaista ominaiskäyrän H ja V seuraavasti:

$$H_{PC} = \left(a + \frac{b \cdot \frac{V_{OP} \cdot \frac{7140}{N_{OP}}}{40}}{-c + d \cdot \frac{V_{OP} \cdot \frac{7140}{N_{OP}}}{40}} \right) \cdot \left(\frac{N_{OP}}{7140} \right)^2$$

$$V_{PC} = \left(\frac{40 \left(-a \cdot c + H_{OP} \cdot \left(\frac{7140}{N_{OP}} \right)^2 \cdot c \right)}{H_{OP} \cdot \left(\frac{7140}{N_{OP}} \right)^2 \cdot d - a \cdot d - b} \right) \cdot \frac{N_{OP}}{7140}$$

Kun yllä esitettyä laskentaa käytettiin kaikkien tasepäivien tulosten käsittelyyn, saatiin muodostettua kuvan 25 trendikuvaaja, jossa on ajan funktiona esitetty toimintapisteen prosenttiosuus ominaiskäyrästä sekä tuoton V että nostokorkeuden H suhteen.



Kuva 25. Toimintapisteen prosentuaalinen osuus mallinnetusta ominaiskäyrästä.

Tulosten esittely tässä muodossa ei kuitenkaan tarjoa tyydyttävää perustaa tulosten analysoinnille. Kun tarkastellaan ominaiskäyrän muotoa esimerkiksi kuvasta 24, voidaan nähdä kuinka voimakkaasti kompressorin kyky tuottaa nostokorkeutta alenee tuoton kasvaessa kohti ominaiskäyrän kapasiteettirajaa. Jos mitattu toimintapiste sijaitsee ominaiskäyrän kapasiteettirajan alueella aiheuttaa pienikin ero tuotossa suuren eron nostokorkeuteen. Vastaavasti ominaiskäyrän alkupäässä pieni ero nostokorkeudessa aiheuttaa

käyrän muodosta johtuen suuren eron tuotossa. Jotta mitatun toimintapisteen absoluutiselle etäisyydelle ominaiskäyrästä voitiin toimintapisteen sijainnista riippumatta saada vertailukelpoinen arvo, hyödynnettiin tulosten käsittelyssä tietämystä systeemikäyrän ominaisuuksista.

Toimintapiste sijaitsee aina systeemikäyrän ja ominaiskäyrän leikkauspisteessä, kuten luvussa 4.4 todettiin. Kun mallin ominaiskäyrältä valitaan se piste, jossa systeemikäyrä ja mallin tuottama ominaiskäyrä leikkaavat on saatu referenssipiste, jossa mitattu toimintapiste sijaitsisi, jos se olisi sijoittunut mallin ominaiskäyrälle. Tämän referenssipisteen ja mitatun toimintapisteen vertailu tarjoaa toimintapisteen sijainnista riippumattoman ja vertailukelpoisen lukuarvon kompressorin GB-2401 monitorointiin.

Luvussa 3 päädyttiin systeemikäyrän käsittelyssä yhtälöön 21. Kun systeemikäyrältä tunnetaan kaksi pistettä, voidaan yhtälön 21 vakiotermi k ratkaista, jonka jälkeen systeemikäyrän yhtälöllä voidaan ratkaista nostokorkeus H millä tahansa tuoton V arvolla. Toinen tunnetuista pisteistä on mitattu toimintapiste, toinen piste vastaa tuottoa $V=0 \text{ m}^3/\text{s}$, jossa vaadittava nostokorkeus on regeneraattorin DD-2401 ja ulkoilman välinen staattisen paineen ero.

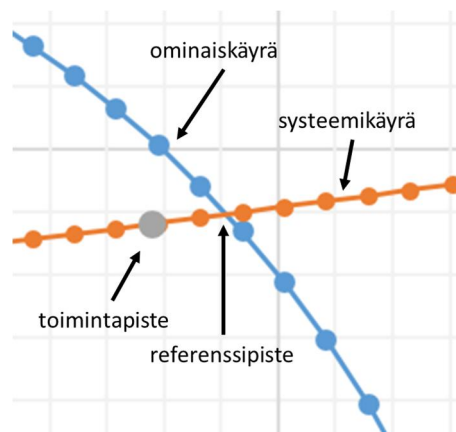
Tämän työn yhteydessä kompressorin GB-2401 suorituskkyä ilmaistaan nostokorkeutena muodossa kJ/kg . Koska ulkoilman ja regeneraattorin paine-eroa mitataan pascalleina, muutettiin paine-ero kompressorin nostokorkeudeksi yhtälöllä 9. Ennen yhtälön käyttöä tehtiin oletus, että yhtälöön 9 sisäänrakennettu polytrooppinen hyötysuhde pysyy vakiona tuoton V arvosta riippumatta, jolloin hyötysuhteen arvona pisteessä $V = 0 \text{ m}^3/\text{s}$ voitiin käyttää mitatun toimintapisteen hyötysuhdetta.

Regeneraattorin DD-2401 ja ulkoilman välinen paine-ero muutettiin nostokorkeudeksi H_{ST} jokaisen tasepäivän osalta, jolloin mittaushetkeä vastaavan systeemikäyrän yhtälön 21 vakiotermi k voitiin matemaattisesti ratkaista.

$$k = \frac{H - H_{ST}}{V^2}$$

Yhtälössä termit H ja V vastaavat mitatun datan perusteella määritettyä todellista toimintapistettä.

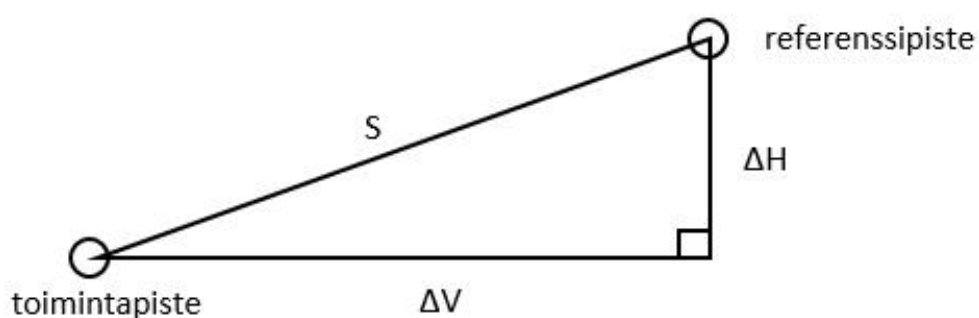
Kuvassa 26 on suurennos VH-koordinaatistosta, jossa on esitettyä tasepäivän 9.2.2016 toimintapiste, mallin tuottama ominaiskäyrä sekä edellä kuvatulla tavalla muodostettu systeemikäyrä.



Kuva 26. Mittaushetkeä vastaava systeemikäyrä, ominaiskäyrä ja toimintapiste.

Referenssipiste määritettiin kunkin tasepäivän osalta graafisesti. Pisteen koordinaatit syötettiin Exceliin, jossa referenssipisteen ja mitatun toimintapisteen etäisyys laskettiin tuoton V ja nostokorkeuden H suhteen vähentämällä toimintapisteen koordinaatista referenssipisteen koordinaatti, jolloin erotuksen negatiivinen etumerkki osoittaa toimintapisteen sijoittuneen ominaiskäyrän alapuolelle.

Tulosten käsittelyn viimeisessä vaiheessa toimintapisteelle määritettiin absoluuttinen etäisyys referenssipisteestä. Toimintapiste sekä referenssipiste muodostavat kuvan 27 mukaisesti VH-koordinaatistossa suorakulmaisen kolmion, jossa kolmion kateetit ovat ΔV ja ΔH .



Kuva 27. Suorakulmainen kolmio etäisyyden S laskemiseksi.

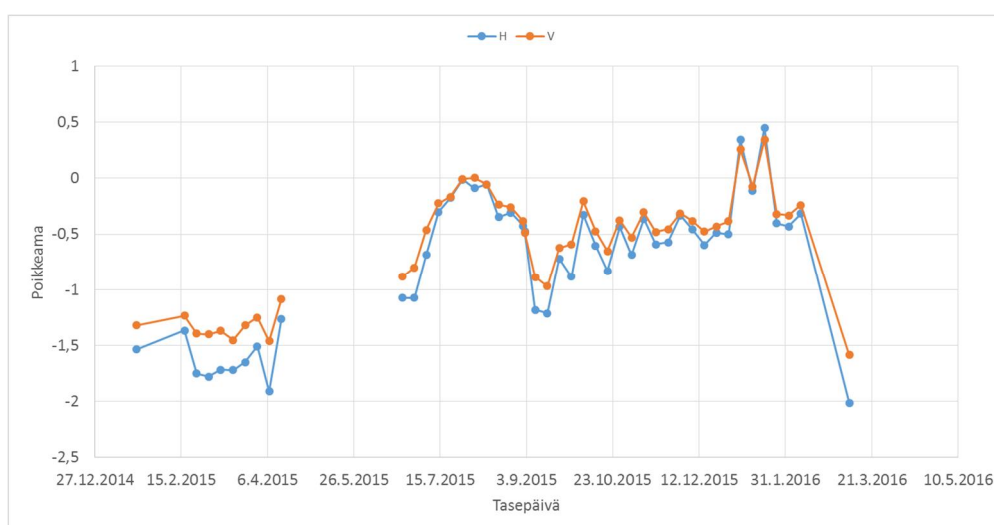
Toimintapisteen ja referenssipisteen absoluuttinen etäisyys S saadaan Pythagoraan lausekkeesta. Pythagoraan lauseke sellaisenaan tuottaisi etäisyyden S itseisarvon. Jotta arvosta S selviäisi, kummalle puolelle ominaiskäyrää toimintapiste on sijoittunut, kerrotaan Pythagoraan lauseke ΔV :n itseisarvon ja ΔV :n osamäärällä. Koska sekä ΔV että ΔH on määritetty mitatun toimintapisteen ja referenssipisteen erotuksena, on negatiivinen etäisyys osoitus siitä, että toimintapiste sijoittui mallin ominaiskäyrän alapuolelle. Modifioitu Pythagoraan lauseke on esitetty yhtälössä 32.

$$S = \frac{|\Delta V|}{\Delta V} \sqrt{\Delta H^2 + \Delta V^2} \quad (32)$$

Tässä yhteydessä yhtälöstä 32 saatava yksikkö ei itsessään ole etäisyyden yksikkö, mutta saatava lukuarvo ilmaisee toimintapisteen poikkeaman ja suunnan referenssipisteestä.

8 Tulosten esittely ja analysointi

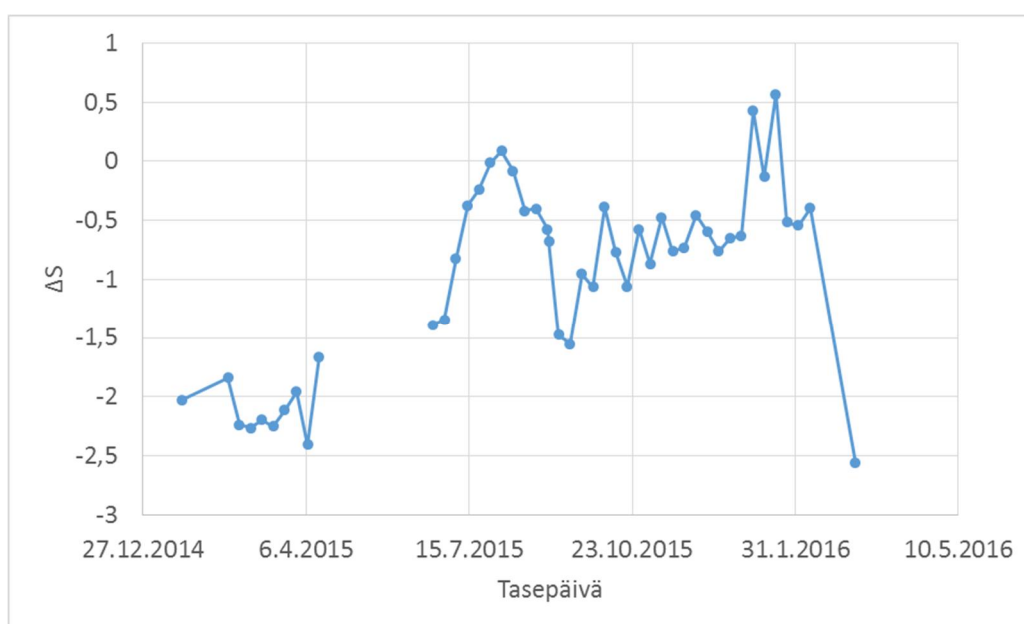
Kuvassa 28 on esitetty toimintapisteen ja referenssipisteen välinen poikkeama tuoton V ja nostokorkeuden H suhteen kaikkien tasepäivien osalta. Katkos keväällä 2015 johtuu Porvoon jalostamon huoltoseisokista TA2015, jolloin myös kohdeprosessi kompressorin GB-2401 mukaan lukien oli pysäytetty, eikä mittausdataa tältä ajanjaksolta ollut syytä kerätä.



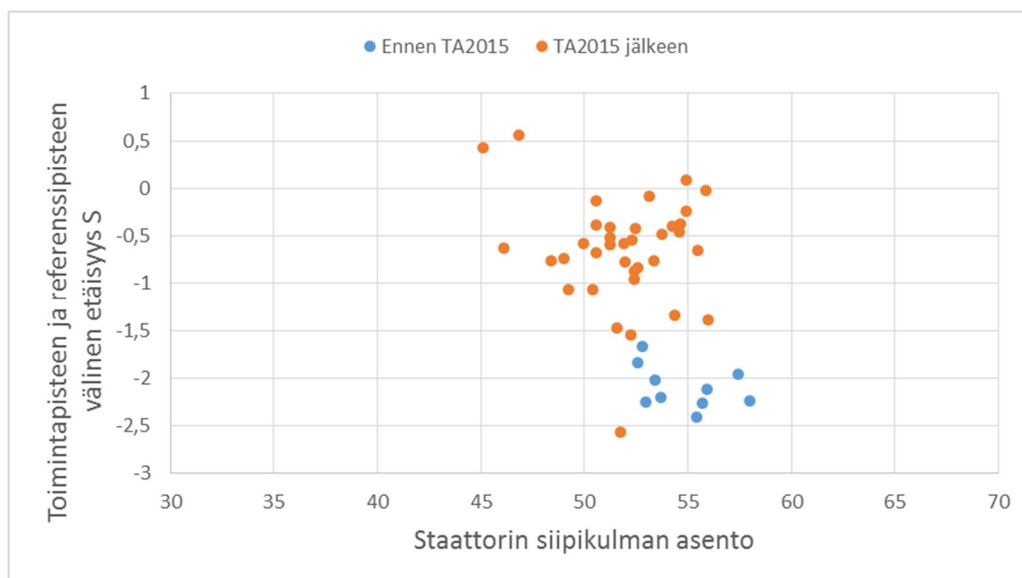
Kuva 28. Toimintapisteen ja ominaiskäyrän referenssipisteen välinen poikkeama.

Kuten kuva 28 havainnollisesti osoittaa, on toimintapisteen ja referenssipisteen välinen poikkeama ollut pääsääntöisesti negatiivinen, joten toimintapiste on sijoittunut ominaiskäyrän alapuolelle. Huomattavaa on myös se, että seisokin TA2015 jälkeen trendissä on selkeä tasomuutos. Kompressorin GB-2401 käynnistämisen jälkeen toimintapisteen poikkeama on ollut samalla tasolla verrattuna seisokkia edeltäneeseen aikaan, mutta kutistunut lähelle nollaa seuraavien viikkojen aikana. Kompressoria GB-2401 ei kuitenkaan seisokin puitteissa avattu, eikä siihen kohdistettu puhdistustöitä, joten tasomuutos ei ole seurausta muutoksesta kompressorin GB-2401 likaantumisesta [33].

Kuvassa 29 on puolestaan toimintapisteen ja referenssipisteen poikkeama absoluuttisena etäisyytenä. Trendi on odotetusti vastaava kuvan 28 trendikuvaajien kanssa. Seisokin TA2015 jälkeen poikkeaman taso on ollut pienempi verrattuna seisokkia edeltävään aikaan. Vaihtelu perättäisten tasepäivien välillä on satunnaista, eikä trendi osoita likaantumisesta johtuvaa negatiiviseen suuntaan kasvavaa poikkeamaa.



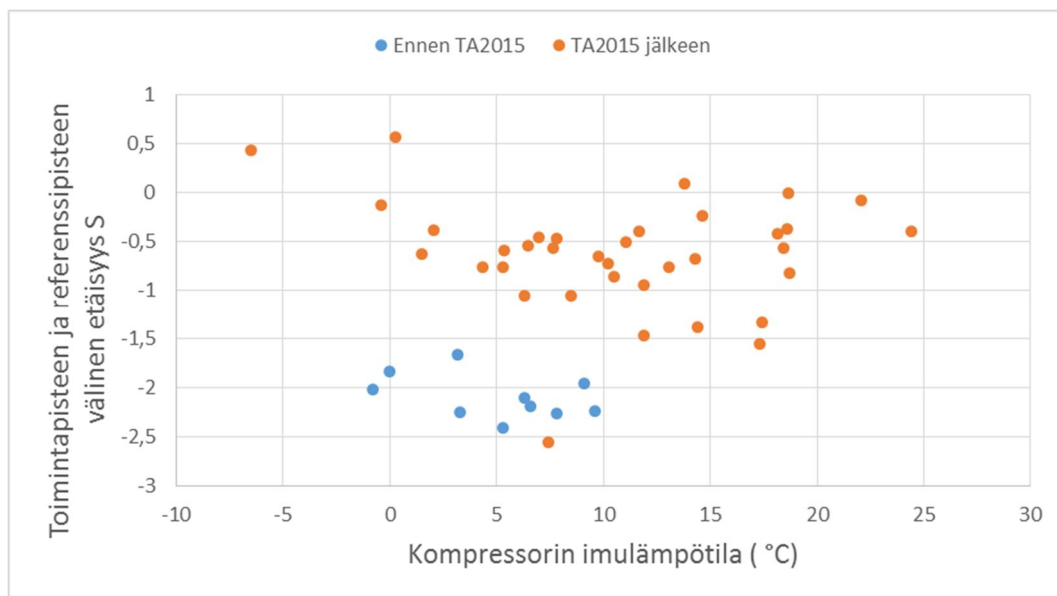
Kuvassa 30 on esitetty etäisyys S staattorin siipikulman funktiona.



Kuva 30. Toimintapisteen ja referenssipisteen etäisyys S staattorin siipikulman R funktiona.

Kuten pistejoukosta voidaan helposti havaita, ei toiminta- ja referenssipisteen välinen etäisyys ole riippuvainen staattorin siipikulman R_s asennosta, koska pistejoukolle ei voida satunnaisuuden vuoksi muodostaa trendiviivaa. Sen sijaan ennen huoltoseisokkia TA2015 on kompressorin GB-2401 toiminta- ja referenssipisteiden etäisyys ollut seisokin jälkeistä aikaa suurempaa vastaavilla säätökulmilla. Kuva 30 tarjoaa nähtäväksi lisäksi huomionarvoisen seikan. Kaikki lasketut toimintapisteen sijoittuvat staattorin siipikulman säätöväliä 40–60°, jolla ominaiskäyrämalli on pätevä. Näin ollen ominaiskäyrämalli riittää kattamaan staattorin siipikulman normaalin säätöalueen.

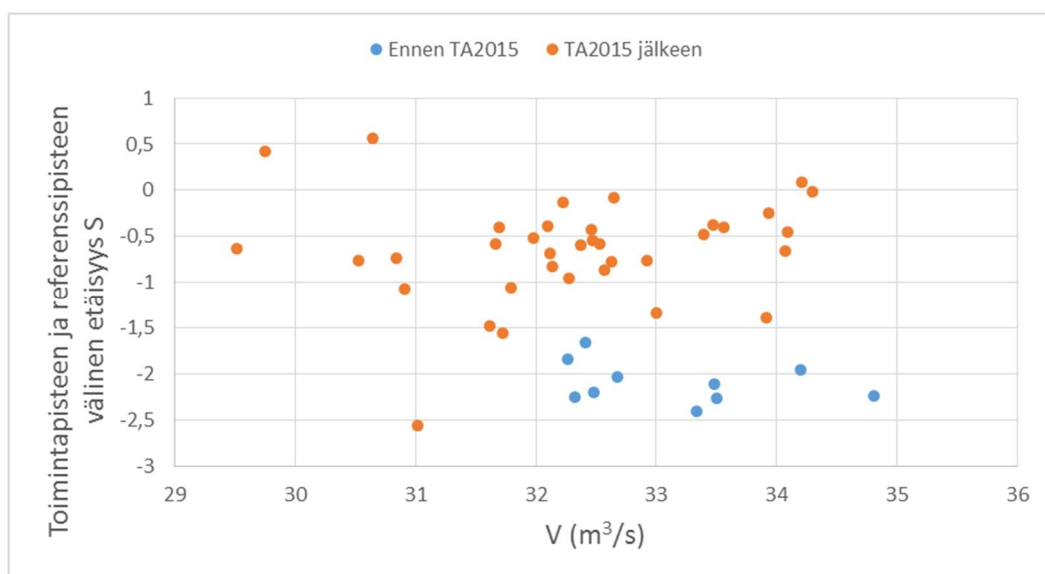
Kuvassa 31 toimintapisteen ja referenssipisteen välinen etäisyys S on puolestaan esitetty kompressorin imulämpötilan T_{imu} funktiona.



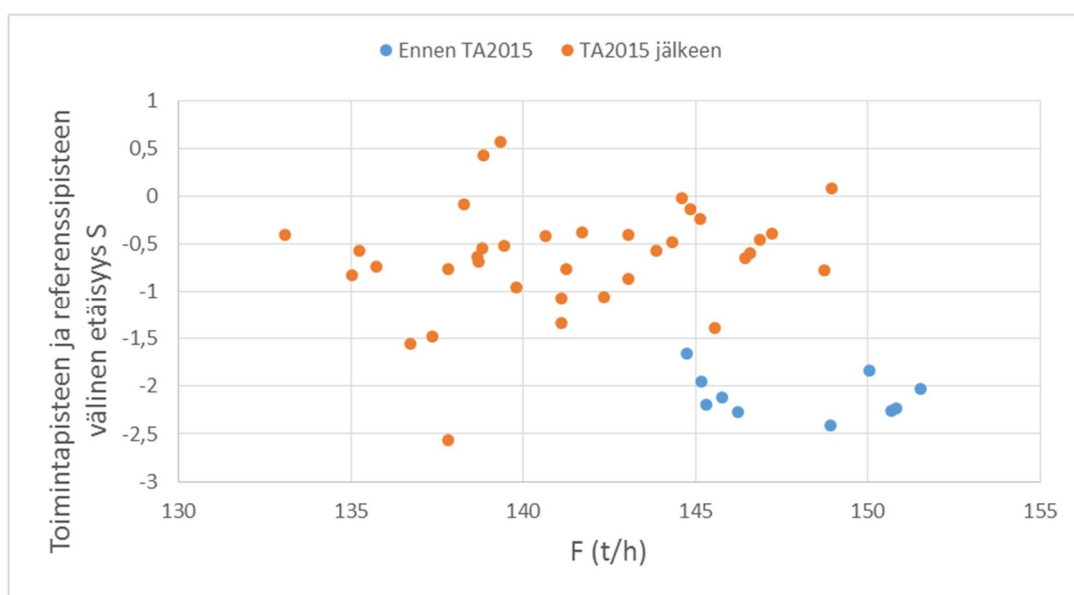
Kuva 31. Toimintapisteen ja referenssipisteen etäisyys S imulämpötilan T_{imu} funktiona.

Kuvan perusteella ei myöskään imulämpötilan T_{imu} ja etäisyyden S välillä voida havaita korrelaatiota, koska etäisyys S saa kaikkia mahdollisia arvoja välillä $-2,6$ – $0,6$ imulämpötilasta riippumatta. Mutta samoin kuten kuvassa 30, on etäisyys S ollut huoltoseisokkia edeltävänä aikana seisokin jälkeistä aikaa suurempaa samoilla vastaavilla imulämpötilan arvoilla.

Etäisyyttä S tarkasteltiin graafisesti myös kompressorin tuottaman tilavuusvirtauksen V ja massavirtauksen F funktiona, joiden kuvaajat on esitetty kuvissa 32 ja 33.



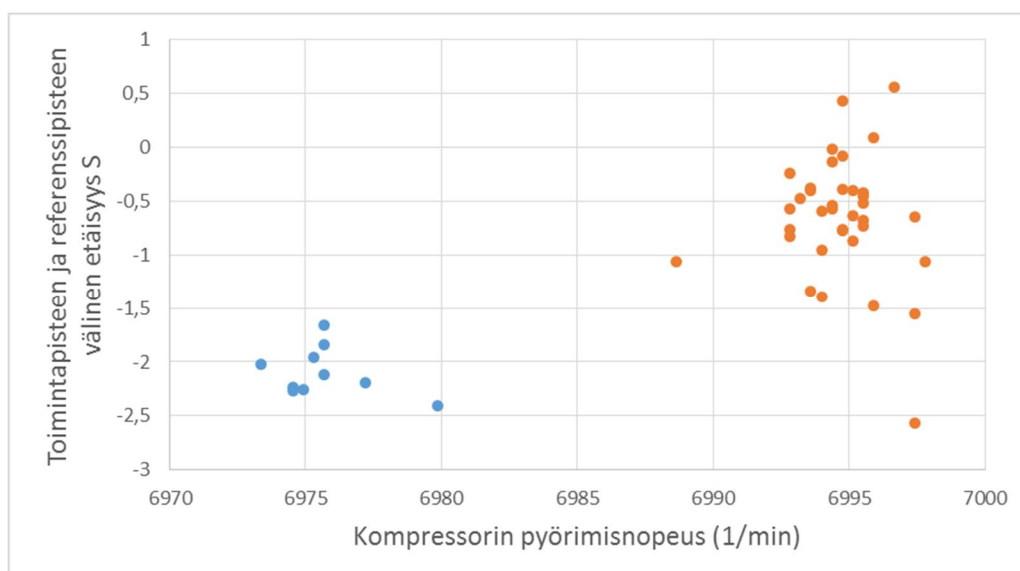
Kuva 32. Toimintapisteen ja referenssipisteen etäisyys S tilavuusvirtauksen V funktiona.



Kuva 33. Toimintapisteen ja referenssipisteen etäisyys S massavirtauksen F funktiona.

Tuoton ja etäisyyden S välillä ei voida todeta korrelaatiota riippumatta siitä, ilmaistaanko tuotto tilavuusvirtauksena vai massavirtauksena. Näin ollen kuvien 30–33 perusteella voidaan todeta, ettei kompressorin GB-2401 toimintapisteen ja mallinnetulle ominaiskäyrälle sijoittuvan referenssipisteen välisen poikkeaman suuruus ole riippuvainen staattorin siipikulmasta, imulämpötilasta tai kompressorin tuotosta. Sen sijaan etäisyys S vaikuttaa olevan kuvien 30–33 perusteella hyvin riippuvainen seisokista TA2015, koska pääsääntöisesti etäisyys S on ollut ennen seisokkia suurempaa verrattuna seisokin jälkeiseen aikaan.

Tarkasteltaessa toimintapisteen ja referenssipisteen välistä etäisyyttä pyörimisnopeuden N funktiona saadaan kuvassa 34 esitetyt pistejoukot.



Kuva 34. Toimintapisteen ja referenssipisteen välinen etäisyys pyörimisnopeuden N funktiona.

Kuvassa voidaan kahden toisistaan erottuvan pistejoukon ja pyörimisnopeuden välillä havaita tiettyä säännönmukaisuutta. Siniset pisteet edustavat jälleen huoltoseisokkia TA2015 edeltävää aikaa, oranssit pisteet seisokin jälkeistä. Ennen seisokkia kompressorilla GB-2401 on käytetty alemmalla pyörimisnopeudella, jolloin pisteiden etäisyys S on ollut pääsääntöisesti suurempi kuin nopeammalla pyörimisnopeudella. Tässä yhteydessä on muistettava, että etäisyyden etumerkki kuvaa ainoastaan toimintapisteen sijaintia mallinnettuun ominaiskäyrään nähden.

Kuten aiemmin todettiin, ei kompressorilla avattu puhdistusta varten huoltoseisokin yhteydessä, ja selittävä tekijä seisokkia edeltävien pisteiden suuremmille etäisyyksille olisi näin ollen erilainen pyörimisnopeus seisokin jälkeiseen aikaan verrattuna. Jos korrelaatio pyörimisnopeuden ja etäisyyden S välillä olisi olemassa, olisi se seurausta affiniteettilakien epätarkkuudesta ennustettaessa pyörimisnopeuden muutoksen vaikutusta ominaiskäyrään. Valitettavasti alemmaa pyörimisnopeutta edustavien pisteiden lukumäärä on niin pieni, ettei korrelaatiota voida varmuudella todeta.

9 Johtopäätökset

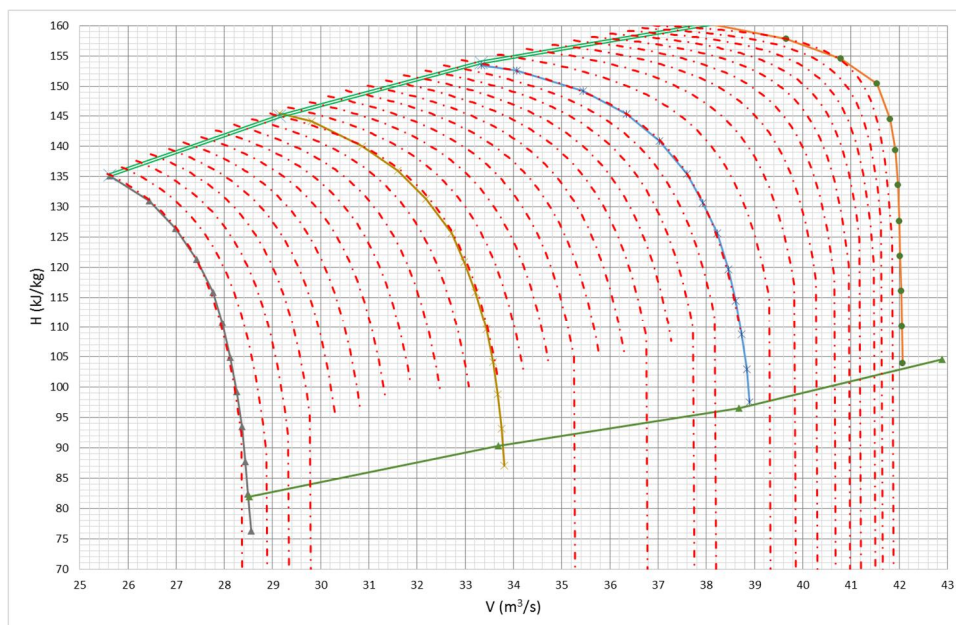
Tämän opinnäytetyön kirjallisuusosassa selvitettiin komprimoinnin termodynamiikkaa, sekä komprimoitavan kaasun aineominaisuuksien vaikutuksia komprimointitapahtumaan. Lisäksi käsiteltiin aksiaalisen turbokompressorin rakennetta ja toimintaperiaatetta, sekä kompressorin toimintaa osana ympäröivää prosessia.

Työn soveltavassa osuudessa luotiin työkalu kompressorin GB-2401 monitorointiin, jotta muuan muassa kompressorin ajan saatossa tapahtuvan likaantumisen aiheuttama suorituskyvyn alentuminen voitaisiin todeta kasvavana poikkeamana toimintapisteen ja mallinnetun ominaiskäyrän välillä. Tässä mielessä kappaleessa 8 todettu affiniteettilain mahdollinen epätarkkuus ei muodosta estettä monitorointimallin käytölle.

Laitevalmistajan luovuttamien ominaiskäyrästäöjen yhteydessä mainittu pyörimisnopeuden suunnitteluarvo 7140 1/min poikkeaa kuvassa 36 esitetystä normaalista pyörimisnopeusalueesta, jonka seurauksena jokaisen tasepäivän ominaiskäyrä sisältää affiniteettilakien mahdollisista epätarkkuuksista johtuvan virheen. Monitoroinnin kannalta on kuitenkin oleellista se, että virhe pysyy samansuuruisena, koska vaihtelu todellisessa pyörimisnopeudessa on verrattain pientä. Näin ollen poikkeaman kasvaminen toimintapisteen ja ominaiskäyrän välillä verrattuna normaaliin poikkeamaan indikoi muutoksesta kompressorin suorituskyvystä, joka yhdessä kompressorin GB-2401 muun kunnonvalvonnan kanssa antaa arvokasta lisätietoa päätöksentekoon kompressorin mahdollisesta huoltopysäytyksestä.

Yksittäistä toimintapistettä ja tätä vastaavaa ominaiskäyrää vertailemalla ei kompressorin GB-2401 toiminnasta voida tehdä johtopäätöksiä. Toimintapisteen ja ominaiskäyrän määrittämiseen liittyy hyvin paljon prosessimittauksia, joihin myös sisältyy virhettä. Mallin käytettävyyttä perustuu yksittäisen pisteen ja lukuisten muiden pisteiden muodostaman tason vertailuun. Siksi tämän opinnäytetyön piirissä kehitetyn mallin käytettävyyttä paraneeta sitä enemmän, mitä säännöllisemmin ja useammin monitorointia tehdään. Suuri joukko trendimuodossa esitettyjä toimintapisteen ja ominaiskäyrän referenssipisteen välisiä etäisyyspisteitä ilmaiseeta kompressorin suorituskypypoikkeaman normaalin tason, johon kasvavaa poikkeamaa on helppo verrata.

Luvussa 6.2 todettiin kompressorin GB-2401 staattorin siipikulman säätöalueen 60–70° jätetyn pois mallista. Kuvaan 35 on sijoitettu imulämpötilaa 5 °C vastaavat tunnetut ominaiskäyrät staattorin siipikulmilla 40°, 50°, 60° ja 70°, sekä katkoviivoin yhden säätöasteen väleillä mallinnetut ominaiskäyrät. Kuten kuvasta 35 voidaan havaita, asettuvat lasketut ominaiskäyrät lähes täydellisesti tunnettujen ominaiskäyrien 40°, 50° ja 60° päälle, ja lisäksi lasketut ominaiskäyrät piirtyvät tasavälein tunnettujen ominaiskäyrien välillä. 60 säätöasteen jälkeen malli ei kuitenkaan enää tuota odotetun kaltaista ominaiskäyrää. Lasketut käyrät eivät ole tasaväliset, eikä mallinnettu käyrä asetu edustavasti tunnetulle 70°:n käyrälle.



Kuva 35. Mitatut ja mallinnetut ominaiskäyrät imulämpötilalle +5 °C.

Mallin puutteet säätöväliillä 60–70° johtuvat pitkälti siitä, ettei kyseiseltä väliltä ollut dataa, joiden perusteella malli luotiin; pelkästään ääripäät tunnettiin. Mallin kehittämiseksi olisi tärkeää saada laitevalmistajalta ainakin yksi ominaiskäyrä välille 60–70°, jonka tarjoaman datan perusteella ominaiskäyrä tuolla välillä voitaisiin tarkemmin mallintaa.

Laitevalmistajan ominaiskäyrädata olisi myös tärkeää saada jatkossa suoraan numeerisessa muodossa. Tässä työssä tunnetut ominaiskäyrät olivat käytettävissä ainoastaan graafisessa muodossa, ja ennen datan hyödyntämistä ominaiskäyrät jouduttiin muuttamaan numeeriseen muotoon mittaamalla, joka lisäsi mallin virhettä. Numeerisesti tarjottu informaatio parantaisi mallin tarkkuutta, sekä poistaisi paljon aikaa vaativan työvaiheen.

Luvussa 4.3.3 esitettiin ominaiskäyrästön yhteydessä vakiohyötysuhteen käyrät. Mitatun hyötysuhteen ja ominaiskäyrästössä esitetyn hyötysuhteen vertailu tekisi kompressorin monitoroinnin vieläkin kattavammaksi, joten tämä suositellaan tehtäväksi.

Lähteet

- 1 Laitinen, Risto & Toivonen, Jukka. 1982. Yleinen ja epäorgaaninen kemia. Kolmas painos. Helsinki: Otatieto.
- 2 Mäkelä, Mikko, Mäkelä, Riitta & Siltanen, Olavi. Insinöörikoulutuksen Fysiikka. Tampere: Tammertekniikka.
- 3 Huttu, Marja-Terttu. Kurssimateriaali. Virtaustekniikka ja taseet. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 4 Holland, F.A. & Bragg, R. 1995. Fluid flow for chemical engineers. Second edition. Delhi: Replika Press.
- 5 Skogestad, Sigurd. 2009. Chemical and Energy Process Engineering. Boca Raton: CRC Press.
- 6 MAN Diesel & Turbo. Turbocompressor customer technology seminar. Seminaarimateriaali.
- 7 Jokialho, Ari. Kurssimateriaali. Fysikaalinen kemia. Todelliset kaasut ja ideaalikaasut. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 8 Ahlberg, Kersti. 1985. AGA Gas Handbook. Stockholm: Almqvist & Wiksell International.
- 9 Wolfson, Richard. 2012. Essential University Physics. 2:nd edition. San Francisco: Pearson Education, Inc.
- 10 Green, Don W. & Perry, Robert H. 2007. Perry's chemical engineers' handbook. New York: McGraw-Hill.
- 11 Haavisto, Anja, Soininen, Marjatta & Varho, Kiuru. 1991. MAOL-taulukot. Keuruu: Otava.
- 12 Hall, Stephen. 2012. Rules of thumb for chemical engineers. Fifth edition. Waltham: Elsevier.
- 13 Airila, Hallikainen & Kääpä, Laurila. 1983. Kompressorikirja. Helsinki: Hydor.
- 14 Falck, Nicklas. 2008. Axial Flow Compressor Mean Line Design. Master Thesis. Lund University.

- 15 Boyce, Meherwan P. Axial-flow compressors. Verkkodokumentti. <https://www.netl.doe.gov/File%20Library/Research/Coal/energy%20systems/turbines/handbook/2-0.pdf>. Luettu 20.1.2016.
- 16 Burghardt, M. David. 1982. Engineering thermodynamics with applications. Second edition. New York: Harper & Row.
- 17 Almasi, Amin. 2013. Axial Compressors For Pipeline Compression Stations. Pipeline & Gas Journal. Tammikuu 2013. Verkkodokumentti. <<http://pgjonline.com/2013/01/17/axial-compressors-for-pipeline-compression-stations/>>. Luettu 30.1.2016.
- 18 Jones, D. S. J. 1996. Elements of chemical process engineering. Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- 19 Acosta, Allan J., Gates, E.M., Hauptmann, Edward G. & Sabersky, Rolf H. 1999. Fluid Flow: a first course in fluid mechanics. 4:th edition. New Jersey: Prentice Hall.
- 20 Lapina, Ronald P. 1892. How to use the performance curves to evaluate behavior of centrifugal compressors. Verkkodokumentti. <http://files.engineering.com/download.aspx?folder=41691ea4-f8da-4931-93dd-ce6a30173c69&file=How_to_Use_the_Perf_Curves_to_Evaluate_Behavior_of_Cent_Comp.pdf>. Luettu 21.2.2016.
- 21 Sulzer-Turbo. 1999. Axial compressor GB-2401 -datalehti. Neste Oy:n Porvoon jalostamon dokumentti.
- 22 Paavilainen, Essi. 2008. The performance and the characteristic field of a centrifugal compressor. Bachelor's thesis. Lappeenranta university of technology. Verkkodokumentti. <<http://www.doria.fi/bitstream/handle/10024/42906/nbnrfi-fe200812042236.pdf?sequence=3>>. Luettu 3.3.2016.
- 23 Boyce, Meherwan P. Principles of operation and performance of centrifugal compressor. Verkkodokumentti. <<http://turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T22/T22161-177.pdf>>. Luettu 3.3.2016
- 24 Forsthoffer, William E., 2005. Compressors. Oxford: Elsevier.
- 25 Meher-Homji, Cyrus B., Focke, Alfre B., Wooldridge, M. Byron. Fouling of axial flow compressors. Verkkodokumentti. <<http://turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T18/T1855-76.pdf>>. Luettu 18.3. 2016.
- 26 Andsten, Janne. 2010. FCC yleistä. Operointiohje OQD-1103. Versio 7. Nesteen sisäinen dokumentti.

- 27 Sadeghbeigi, Reza. 2012. Fluid Catalytic Cracking Handbook. Third edition. Waltham: Elsevier.
- 28 Nieminen, Kari, Moilanen, Vesa, Voutilainen, Juha. 2006. FCC:n höyryturbiinivetoinen ilmakompressorin GB/GBT-2401. Operointiohje OQD-3279. Versio 3. Nesteen sisäinen dokumentti.
- 29 FI24161B suunnittelutiedot. ALMA-dokumentti FE24161. Nesteen sisäinen dokumentti.
- 30 Peramanu, Subodhsen, Wah, Juon. 2011. Improve material balance by using proper flowmeter corrections. Hydrocarbon processing. Verkkodokumentti. <<http://www.hydrocarbonprocessing.com/Article.aspx?ArticleId=2913712>>. Luettu 12.3.2016.
- 31 GB-2401 anti-surge säätö. 2001. Sääntökaavio NP3-33254. Versio 7. Nesteen sisäinen dokumentti.
- 32 McConville. Functions for easier curve fitting. Chemical Engineering. Joulukuu 2008.
- 33 Hartikainen, Pentti. Tuotantolinja kahden pyörivien laitteiden aluevastaava. Suullinen tiedonanto. 2.5.2016.

Kompressorin GB-2401 datalehti ja ominaiskäyrästöt

salattu tieto

salattu tieto

GB-2401 ominaiskäyrästä imulämpötilassa -30 °C [34].

salattu tieto

GB-2401 ominaiskäyrästä imulämpötilassa 5 °C [34].

salattu tieto

GB-2401 ominaiskäyrästä imulämpötilassa 28 °C [34].

Annettujen ominaiskäyrien mittaustulokset

salattu tieto

Sovitusfunktion sovitusparametrien arvot

Sovitusfunktion sovitusparametrien arvot.

salattu tieto

Sovitusparametrifunktion vakiotermien arvot

Sovitusparametrifunktion vakiotermit välillä $40^\circ \leq R_s < 50^\circ$.

salattu tieto